

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2005 年12 月22 日 (22.12.2005)

PCT

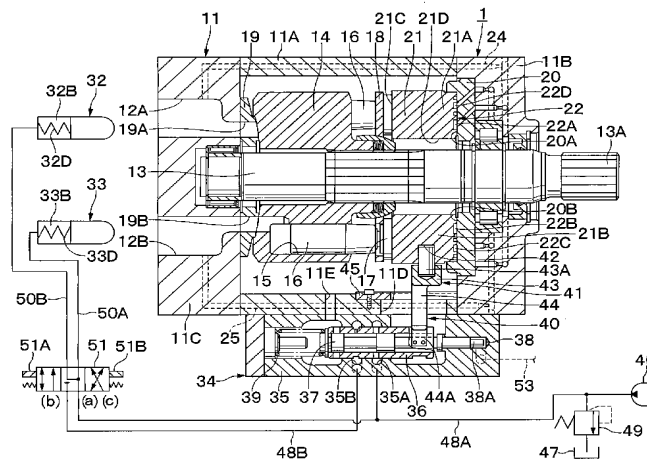
(10) 国際公開番号
WO 2005/121554 A1

- (51) 国際特許分類: F04B 1/22
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2005/009503
- (22) 国際出願日: 2005 年5 月18 日 (18.05.2005)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願2004-171483 2004 年6 月9 日 (09.06.2004) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 日立建機株式会社 (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒112-0004 東京都文京区後楽二丁目5番1号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 新留 隆志 (NI-IDOME, Takashi) [JP/JP]; 〒300-0013 茨城県土浦市神立町650番地日立建機株式会社土浦工場 知的財産権部内 Ibaraki (JP). 薮内 愛智 (YABUUCHI, Yoshitomo) [JP/JP]; 〒300-0013 茨城県土浦市神立町650番地日立建機株式会社土浦工場 知的財産権部内 Ibaraki (JP). 小林 剛 (KOBAYASHI, Takeshi) [JP/JP]; 〒300-0013 茨城県土浦市神立町650番地日立建機株式会社土浦工場 知的財産権部内 Ibaraki (JP).
- (74) 代理人: 広瀬 和彦 (HIROSE, Kazuhiko); 〒160-0023 東京都新宿区西新宿3丁目1番2号 H A P 西新宿ビル4階 Tokyo (JP).

[続葉有]

(54) Title: VARIABLE DISPLACEMENT SWASH PLATE-TYPE HYDRAULIC ROTATING MACHINE

(54) 発明の名称: 可変容量型斜板式液圧回転機



(57) Abstract: A pair of leg sections (21A, 21B) is provided on a swash plate (21). A main static pressure bearing section (22A) communicating with one supply/discharge path (12A) through an oil guide path (24) is provided on one (21A) of the leg sections, and an auxiliary static pressure bearing section (22C) communicating with the oil guide path (24) is provided on the other leg section (21B). Further, on the other leg section (21B), there is provided the other main static pressure bearing section (22B) communicating with the other supply/discharge path (12B) through an oil guide path (25), and on the one leg section (21A), there is provided the other auxiliary static pressure bearing section (22D) communicating with the oil guide path (25). A separation force is produced between the leg sections (21A, 21B) of the swash plate (21) and a swash plate support body (20) by the main static pressure bearing sections (22A, 22B) and the auxiliary static pressure bearing sections (22C, 22D). The separation force balances with a pressing force of the swash plate (21).

(57) 要約: 斜板(21)には、一対の脚部(21A),(21B)を設ける。一方の脚部(21A)には、一方の給排通路(12A)に導油路(24)を介して連通する主静圧軸受部(22A)を設け、他方の脚部(21B)には前記導油路(24)に連通した補助静圧軸受部(22C)を設ける。また、他方の脚部(21B)には、他方の給排通路(12B)に導油路(25)を介して連通する他の主静圧軸受部(22B)を設け、一方の脚部(21A)には前記導油路(25)に連通した他の補助静圧軸受部(22D)を設ける。前記主静圧軸受部(22A),(22B)と補助静圧軸受部(22C),(22D)とにより、斜板(21)の

[続葉有]

WO 2005/121554 A1



(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

- 国際調査報告書
- 補正書・説明書

(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ,

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

明 細 書

可変容量型斜板式液圧回転機

5 技術分野

本発明は、例えばホイールローダ、ホイール式の油圧ショベル、油圧クレーンまたはクローラ式の油圧ショベル、油圧クレーン等の作業車両に油圧ポンプまたは油圧モータ等として好適に用いられる可変容量型斜板式液圧
10 回転機に関する。

背景技術

一般に、可変容量型斜板式液圧回転機は、例えばホイールローダや油圧ショベル等の作業車両において、その
15 油圧源を構成する可変容量型斜板式の油圧ポンプとして用いられている。また、この可変容量型斜板式液圧回転機は、旋回用の油圧モータまたは走行用の油圧モータ等としても用いられるものである。

そして、この種の従来技術による可変容量型斜板式液
20 圧回転機は、筒状のケーシングと、該ケーシングに回転可能に設けられた回転軸と、該回転軸と一体に回転するように前記ケーシング内に設けられ周方向に離間して軸方向に延びる複数のシリンダを有したシリンダブロックと、該シリンダブロックの各シリンダに往復動可能に挿
25 嵌された複数のピストンと、前記各シリンダから突出する該各ピストンの突出端側に装着された複数のシューと、表面側が該各シューを摺動可能に案内する平滑面となり裏面側が前記ケーシングに傾転可能に支持される斜板と、前記ケーシングに設けられ外部から傾転制御圧が給排さ

れることにより該斜板を傾転駆動する傾転アクチュエータとにより大略構成されている。

この場合、前記斜板の裏面側には、前記回転軸を挟んで互いに離間し凸湾曲状に突出する一对の脚部が設けられて
5 っている。一方、前記ケーシングには、該一对の脚部に対応して凹湾曲状に形成された斜板支持部が設けられ、この斜板支持部は、前記斜板を各脚部を介して傾転可能に支持するものである。

また、前記ケーシングには、シリンダブロックの各シ
10 リンダ内に圧油を給排するために一对の給排通路が設けられている。また、前記斜板の各脚部と前記斜板支持部との間には、静圧軸受を設ける構成としている（以下、第1の従来技術という）。

そして、第1の従来技術による静圧軸受は、前記一对
15 の給排通路のうち高圧側の給排通路から圧油の一部が導かれることにより、圧油の圧力を利用して両者の接触面（脚部の凸湾曲面と傾転支持面との間）に乖離力を生じさせつつ、この接触面を潤滑状態に保持するものである（例えば、特開平9-166074号公報参照）。

また、第2の従来技術として、斜板に形成した一对の
20 脚部と斜板支持部との間に、それぞれ独立した第1の静圧軸受と第2の静圧軸受とを設け、ケーシングに設けた一对の給排通路のうち、一方の給排通路を第1の静圧軸受に連通させ、他方の給排通路を第2の静圧軸受に連通
25 させる構成とした可変容量型斜板式液圧回転機も知られている（例えば、米国特許第6,048,176号明細書参照）。

また、第3の従来技術として、油圧閉回路方式の油圧動力伝達機構（Hydrostatic Transmission 以下、「H

S T」という)等に用いる可変容量型斜板式液圧回転機が知られている。この可変容量型斜板式液圧回転機は、斜板と、該斜板を駆動する傾転アクチュエータを備えている。そして、傾転アクチュエータは、斜板を傾転角零
5 の中立位置から正方向と逆方向とに傾転駆動し、例えば油圧ポンプから吐出する圧油の吐出方向を正方向と逆方向の両方向に切換える構成としている(例えば、特開昭63-259182号公報参照)。

ところで、上述した第1の従来技術では、斜板の各脚
10 部とケーシングの斜板支持部との間に設けた静圧軸受に対し、一对の給排通路のうち一方の給排通路から圧油を導く構成であるため、斜板が各ピストンから受ける油圧反力(ピストン反力による斜板の押付力)と静圧軸受による乖離力とが、給排通路側での圧力変動等に伴ってア
15 ンバランスになることがある。

そして、このようなアンバランスな状態では、斜板の各脚部が斜板支持部から浮き上がるように傾いたり、離間したりして、静圧軸受内に導いた圧油が外部に漏洩易くなる。この結果、静圧軸受は、斜板の脚部と斜板支持
20 部との間を潤滑状態に保持することができなくなるという問題がある。

また、例えば油圧モータの場合には、その回転軸が正方向と逆方向とに回転され、回転軸の回転方向が変わる度毎に、一对の給排通路が高圧側と低圧側とに順次切換
25 えられる。このため、第1の従来技術では、回転軸の回転方向が変わる度毎に、静圧軸受内の圧力が急激に変動し、静圧軸受として本来の機能を保つことができなくなる。

また、前述した第3の従来技術による可変容量型斜板

式油圧ポンプは、H S T等に用いるために、傾転アクチュエータにより、斜板を傾転角零の中立位置から正方向と逆方向とに傾転駆動する構成としている。そして、このような可変容量型斜板式油圧ポンプは、斜板の傾転方向により、一対の給排通路が高压側と低压側とに切換えられるため、第1の従来技術による静圧軸受を適用しても、同様な問題が生じるものである。

一方、第 2 の従来技術の液圧回転機は、一対の脚部と斜板支持部に形成した一対の傾転支持面との間に、それぞれ独立した第 1 の静圧軸受と第 2 の静圧軸受とを設け、一対の給排通路のうち一方の給排通路を第 1 の静圧軸受に連通させ、他方の給排通路を第 2 の静圧軸受に連通させる構成としている。

このため、第 2 の従来技術による液圧回転機を、回転
15 軸が正方向と逆方向とに回転する油圧モータに適用する
ことは可能であり、H S T 等に用いる可変容量型斜板式
の油圧ポンプ等に適用することも可能である。

しかし、第 2 の従来技術による液圧回転機は、第 1、
第 2 の静圧軸受による乖離力をピストン反力による斜板
20 の押付力に対して、例えば回転軸を挟んで左、右方向
（径方向の両側となる位置）でバランスさせるのが難し
い。この結果、斜板の各脚部が斜板支持部から浮き上
がるように傾いたり、離間したりする虞れがある。

このために、第 2 の従来技術による液圧回転機でも、
25 第 1、第 2 の静圧軸受内に導いた圧油が外部に漏洩し易くなる。そして、圧油が漏洩したときには、斜板の各脚部と斜板支持部との間を潤滑状態に保持することが困難となる。

発明の開示

本発明は上述した従来技術の問題に鑑みなされたもので、本発明の目的は、ピストン反力による斜板の押付力と静圧軸受による乖離力とを良好にバランスさせることができ、静圧軸受として安定した性能を発揮できるようにした可変容量型斜板式液圧回転機を提供することにある。

また、本発明の他の目的は、回転軸が正方向または逆方向に回転する油圧モータ、またはH S T等に用いる可変容量型斜板式の油圧ポンプ等にも容易に適用することができ、汎用性を高めることができると共に、生産性を向上することができ、コストの低減化等を図ることができるようにした可変容量型斜板式液圧回転機を提供することにある。

(1). 上述した課題を解決するために、本発明は、一側に斜板支持部が設けられ他側に一对の給排通路が設けられた筒状のケーシングと、該ケーシングに回転可能に設けられた回転軸と、該回転軸と一体に回転するように前記ケーシング内に設けられ周方向に離間して軸方向に延びる複数のシリンダを有したシリンダブロックと、該シリンダブロックの各シリンダに往復動可能に挿嵌された複数のピストンと、前記各シリンダから突出する該各ピストンの突出端側に装着された複数のシューと、表面側が該各シューを摺動可能に案内する平滑面となり裏面側が一对の脚部となって前記斜板支持部に傾転可能に支持される斜板と、前記ケーシングに設けられ外部から傾転制御圧が給排されることにより該斜板を傾転駆動する傾転アクチュエータと、前記斜板の各脚部と前記斜板支持部との間に設けられ前記給排通路に連通して両者の接

触面を潤滑状態に保持する静圧軸受とを備えてなる可変容量型斜板式液圧回転機に適用される。

そして、本発明が採用する構成の特徴は、前記静圧軸受は、前記一对の脚部のうち一方の脚部側に設けられた第1の主静圧軸受部と、前記一对の脚部のうち他方の脚部側に設けられた第2の主静圧軸受部と、該第2の主静圧軸受部から離間して前記他方の脚部側に設けられた第1の補助静圧軸受部と、前記第1の主静圧軸受部から離間して前記一方の脚部側に設けられた第2の補助静圧軸受部とにより構成したことにある。

本発明によれば、上述の如く構成しているので、一对の給排通路のうちいずれの給排通路が高圧となるときでも、斜板の各脚部と斜板支持部との間には主静圧軸受部と補助静圧軸受部とによって乖離力を発生でき、斜板が各ピストンから受ける油圧反力（ピストン反力による斜板の押付力）に対し、主静圧軸受部と補助静圧軸受部とによる乖離力を良好にバランスさせ、静圧軸受として安定した性能を発揮することができる。

従って、本発明による可変容量型斜板式液圧回転機は、一对の給排通路が高圧または低圧に可逆的に切換わる液圧回転機（例えば、回転軸が正方向と逆方向とに回転する油圧モータ、またはHST等に用いる可変容量型斜板式の油圧ポンプ等）にも容易に適用することができる。これにより、本発明による可変容量型斜板式液圧回転機は、その汎用性を高めることができ、生産性を向上できると共に、コストの低減化等を図ることができる。

（2）. また、本発明によると、前記第1の主静圧軸受部は、前記回転軸の径方向一側で前記斜板が各ピストンから受ける油圧反力の合力作用点に近い位置に配置し、

前記第2の主静圧軸受部は、前記回転軸の径方向他側で前記斜板が各ピストンから受ける油圧反力の合力作用点に近い位置に配置する構成としている。

- このように、第1、第2の主静圧軸受部を、斜板が各
5 ピストンから受ける油圧反力の合力作用点に近い位置に
配置することにより、斜板がシリンダブロック側の各ピ
ストンから受ける油圧反力（ピストン反力）の合力作用
点と、各主静圧軸受部による斜板の乖離力の作用点とを
近付けることが可能となる。この結果、前記油圧反力と
10 乖離力とによって斜板に作用するモーメント（例えば、
前記合力作用点を基準とした軸廻りのモーメント）を小
さくすることができる。これにより、第1、第2の補助
静圧軸受部の有効軸受面積を小さくすることができ、斜
板を含めて液圧回転機全体の小型化を図ることができる。
15 （3）. また、本発明によると、前記斜板には一对の脚
部間に位置して前記回転軸が隙間をもって挿通される貫
通穴を設け、前記第1、第2の主静圧軸受部は、前記第
1、第2の補助静圧軸受部よりも前記貫通穴に近い位置
に配置されると共に該第1、第2の補助静圧軸受部より
20 も大なる有効軸受面積を有する構成としている。

- このように構成した場合でも、斜板が各ピストンから
受ける油圧反力の合力作用点と、各主静圧軸受部による
斜板の乖離力の作用点とを近付けることが可能となる。
このため、前記油圧反力と乖離力とによって斜板に作用
25 するモーメントを小さくすることができ、第1、第2の
補助静圧軸受部の有効軸受面積を小さくできると共に、
斜板を含めて液圧回転機全体の小型化を図ることができ
る。

（4）. また、本発明は、前記一对の脚部には、前記第

1, 第2の主静圧軸受部および第1, 第2の補助静圧軸受部よりも前記回転軸から径方向に離れた位置に第1, 第2の滑り軸受部を設ける構成としている。

5 この場合には、給排通路側での圧力変動等によって斜板に作用するモーメントのバランスが変化した場合でも、第1, 第2の滑り軸受部により斜板の安定性を確保することができる。しかも、第1, 第2の滑り軸受部を設けることにより、斜板の各脚部と斜板支持部の各傾転支持面との間の面圧を低減することができ、両者の接触面における摩耗等を抑え、信頼性や寿命を向上することができる。

10 (5). 一方、本発明によると、前記第1の主静圧軸受部と第1の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうち一方の給排通路に油路を介して連通する構成とし、前記第2の主静圧軸受部と第2の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうち他方の給排通路に他の油路を介して連通する構成としている。

20 これにより、一对の給排通路のうち一方の給排通路が他方の給排通路よりも高圧となるときに、斜板の一方の脚部側では第1の主静圧軸受部に高圧の圧油を導くことができ、他方の脚部側では第1の補助静圧軸受部に高圧の圧油を導くことができる。また、前記他方の給排通路が一方の給排通路よりも高圧となるときには、斜板の一方の脚部側では第2の補助静圧軸受部に高圧の圧油を導くことができ、他方の脚部側では第2の主静圧軸受部に高圧の圧油を導くことができる。この結果、一对の給排通路のうちいずれの給排通路が高圧となるときでも、斜板の各脚部と斜板支持部との間には主静圧軸受部と補助静圧軸受部とにより乖離力を発生でき、斜板が各ピスト

ンから受ける油圧反力に対し、このときの乖離力を良好にバランスさせ、静圧軸受として安定した性能を発揮することができる。

- (6). また、本発明によると、前記第1の主静圧軸受部と第1の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうちの一方の給排通路に油路を介して連通する構成とし、該油路の途中には、前記第1の主静圧軸受部と第1の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を共通して調整する絞りを設け、前記第2の主静圧軸受部と第2の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうちの他方の給排通路に他の油路を介して連通する構成とし、該他の油路の途中には、前記第2の主静圧軸受部と第2の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を共通して調整する他の絞りを設ける構成としている。
- 15 このように、第1の主静圧軸受部と第1の補助静圧軸受部とを一方の給排通路に連通させる油路の途中に絞りを設けることにより、前記第1の主静圧軸受部と第1の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を共通して調整でき、これらの静圧軸受部による斜板の乖離力を圧油量に応じて増加または減少させることができる。また、第2の主静圧軸受部と第2の補助静圧軸受部とを他方の給排通路に連通させる油路の途中に設けた他の絞りでも、前記第2の主静圧軸受部と第2の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を共通して調整でき、これらの静圧軸受部による斜板の乖離力を圧油量に応じて増加または減少させることができる。
- 20 25

(7). また、本発明によると、前記第1の主静圧軸受部と第1の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうちの一方の給排通路に油路を介して連通する構成とし、該油

路の途中には、前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静
圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整する
個別絞りを設け、前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助
静圧軸受部とは、前記各給排通路のうち他方の給排通路
5 に他の油路を介して連通する構成とし、該他の油路の途
中には、前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受
部とに供給する圧油量を互いに独立して調整する他の個
別絞りを設ける構成としている。

このように、第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸
10 受部とを一方の給排通路に連通させる油路の途中に個別
絞りを設けることにより、前記第 1 の主静圧軸受部と第
1 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立し
て調整でき、これらの主静圧軸受部と補助静圧軸受部と
による斜板の乖離力をそれぞれの圧油量に応じて増加ま
15 たは減少させることができる。また、第 2 の主静圧軸受
部と第 2 の補助静圧軸受部とを他方の給排通路に連通さ
せる油路の途中に設けた他の個別絞りでも、前記第 2 の
主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とに供給する圧油
量を互いに独立して調整でき、これらの主静圧軸受部と
20 補助静圧軸受部とによる斜板の乖離力をそれぞれの圧油
量に応じて増加または減少させることができる。これに
より、各ピストンからの油圧反力と乖離力とによって斜
板に作用するモーメントをバランスさせ、斜板の安定性
を向上できると共に、斜板式液圧回転機としての信頼性
25 や寿命を高めることができる。

(8). また、本発明によると、前記第 1 の主静圧軸受
部、第 1 の補助静圧軸受部と前記一方の給排通路との間
には、一側が該一方の給排通路に連通し他側が前記静圧
軸受部に向けて延びた共通油路と、該共通油路の他側で

互いに分岐し前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とに個別に接続される分岐油路とを設け、前記第 2 の主静圧軸受部、第 2 の補助静圧軸受部と前記他方の給排通路との間には、一側が該他方の給排通路に連通し
5 他側が前記静圧軸受部に向けて延びた他の共通油路と、該共通油路の他側で互いに分岐し前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とに個別に接続される他の分岐油路とを設ける構成としている。

この場合には、第 1 の主静圧軸受部、第 1 の補助静圧
10 軸受部と一方の給排通路との間に共通油路と分岐油路とを設け、第 2 の主静圧軸受部、第 2 の補助静圧軸受部と他方の給排通路との間にも他の共通油路と他の分岐油路とを設ける構成としているので、例えば各静圧軸受部毎にそれぞれ別々な油路を設ける場合に比較して液圧回転
15 機のケーシング内等に設ける油路の本数を減らすことができ、小型でシンプルな構造を実現することができる。これによって、生産性の向上、コストの低減化等を図ることができる。

(9)、また、本発明によると、前記共通油路の途中には、前記一方の給排通路から前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を調整する共通絞りを設け、前記分岐油路の途中には、前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整する個別絞りをそれぞれ設け、前
20 記他の共通油路の途中には、前記他方の給排通路から前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を調整する他の共通絞りを設け、前記他の分岐油路の途中には、前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整

する他の個別絞りをそれぞれ設ける構成としている。

このように、各分岐油路よりも上流側に位置する共通油路の途中には共通絞りを設け、各分岐油路の途中にはそれぞれ個別絞りを設ける構成とすることにより、共通絞りの孔径（絞り径）を比較的大きく形成しても、共通絞りを介して主静圧軸受部と補助静圧軸受部とに供給する圧油量を良好に調整でき、ダスト等の異物により共通絞りが閉塞（目詰まり）する可能性を減らし、装置の信頼性を向上できる。また、各静圧軸受部の周囲に微小な隙間が存在する場合でも、これらの隙間を介した圧油の漏れを共通絞りによって抑制する効果が得られ、装置全体の加工性を高め、生産性を向上でき、コストの低減化等を図ることができる。

（１０）、また、本発明によると、前記斜板は、前記傾転アクチュエータにより傾転角零の中立位置から正方向と逆方向とに傾転駆動する構成している。この結果、本発明による液圧回転機をH S T等に用いる可変容量型斜板式の油圧ポンプに適用し、この油圧ポンプを油圧アクチュエータに対し油圧閉回路を用いて接続した場合でも、斜板の傾転方向（正方向または逆方向）に応じて圧油の吐出方向を可逆的に切換えて制御できる。そして、斜板が正方向と逆方向のいずれの方向に傾転されるときにも、斜板の傾転動作を安定させ、斜板支持部との間を良好な潤滑状態に保つことができる。

（１１）、さらに、本発明によると、前記ケーシングには、制御スリーブ内にスプールを有したサーボ弁からなり前記傾転アクチュエータに給排する前記傾転制御圧を外部からの指令信号に従って制御するレギュレータと、前記斜板の傾転動作に追従して該レギュレータの制御ス

リープをフィードバック制御するフィードバック機構とを設け、該フィードバック機構は、前記斜板が中立位置にあるときに前記回転軸に沿った軸方向一侧の初期位置となり、前記斜板が正方向または逆方向に傾転駆動されるときには前記初期位置から軸方向他側に向けて変位するように前記斜板の傾転動作を軸方向変位に変換して取出す変換部と、該変換部と前記レギュレータの制御スリーブとの間に設けられ該変換部で取出した軸方向変位を前記レギュレータの制御スリーブに伝える変位伝達部とにより構成している。

このように構成することにより、斜板が傾転アクチュエータにより正方向または逆方向に傾転駆動されるときには、レギュレータの制御スリーブをスプールと同方向に摺動変位させるようにレギュレータをフィードバック制御することができ、斜板が正方向と逆方向いずれの方向に傾転されるときにもレギュレータのフィードバック制御を円滑に行うことができる。そして、制御スリーブ内にスプールを有したサーボ弁によりレギュレータを構成できるので、斜板の傾転制御を行う可変容量型液圧回転機全体の構造を簡素化することができる。

図面の簡単な説明

図 1 は、本発明の第 1 の実施の形態による可変容量型の斜板式油圧ポンプが設けられたホイール式作業車両の走行用油圧回路図である。

図 2 は、図 1 に示す油圧ポンプの縦断面図である。

図 3 は、油圧ポンプを図 2 中の矢示 III-III 方向からみた縦断面図である。

図 4 は、図 3 に示す油圧ポンプの拡大断面図である。

図 5 は、図 4 中の斜板支持体および斜板を静圧軸受部等と共に拡大して示す断面図である。

図 6 は、斜板が中立位置にある状態を図 4 中の矢示 VI-VI 方向からみた拡大断面図である。

5 図 7 は、斜板が正方向に傾転した状態を示す図 6 と同様位置での断面図である。

図 8 は、図 3 中の斜板を拡大して示す斜視図である。

図 9 は、図 8 の斜板を裏面側からみた背面図である。

図 10 は、第 1 の実施の形態による斜板の傾転制御装置を示す回路構成図である。

図 11 は、図 10 中の斜板を傾転ピストンと共に示す正面図である。

図 12 は、図 11 中の斜板を正方向に傾転した状態を示す正面図である。

15 図 13 は、図 11 中の斜板を逆方向に傾転した状態を示す正面図である。

図 14 は、第 2 の実施の形態による油圧ポンプを示す図 3 と同様位置での縦断面図である。

図 15 は、図 14 中の斜板を拡大して示す斜視図である。

20 図 16 は、図 15 の斜板を裏面側からみた背面図である。

発明を実施するための最良の形態

25 以下、本発明の実施の形態による可変容量型斜板式液圧回転機を、例えばホイールローダ等のホイール式作業車両における走行用油圧回路に適用した場合を例に挙げ、添付図面に従って詳細に説明する。

ここで、図 1 ないし図 13 は本発明の第 1 の実施の形

態に係る可変容量型斜板式液圧回転機を示している。

図中、1は可変容量型斜板式液圧回転機としての斜板式油圧ポンプで、該油圧ポンプ1は、後述のケーシング11、回転軸13、シリンダブロック14、複数のシリンダ15、ピストン16、シュー17、弁板19、斜板支持体20および斜板21等によって構成されるものである。

また、油圧ポンプ1は、例えば駆動源となるディーゼルエンジン等の原動機2により回転軸13が回転駆動され、図1に示す如く一对の主管路3A、3B内に圧油を流通させるものである。そして、油圧ポンプ1は、主管路3A、3Bを介して後述の油圧モータ5に接続され、所謂油圧閉回路4を構成しているものである。

5は油圧アクチュエータとしての走行用油圧モータで、該油圧モータ5は、例えば減速機6を介してホイール式作業車両の車輪7、7に連結されている。そして、油圧モータ5は、油圧ポンプ1からの圧油が主管路3A、3Bを介して給排されることにより、車輪7を回転駆動して作業車両を走行駆動するものである。

11は油圧ポンプ1の外殻となる筒状のケーシングで、該ケーシング11は、図2ないし図4に示すように筒状のケーシング本体11Aと、該ケーシング本体11Aの両端側を閉塞したフロントケーシング11B、リヤケーシング11Cとから構成されている。

また、ケーシング本体11Aの外周側には、図3に示す如く開口部11Dとドレン通路11Eとが形成され、これらの開口部11Dとドレン通路11Eは、ケーシング本体11A内を後述するレギュレータ34の弁ハウジング35内に常時連通させている。そして、ケーシング

本体 1 1 A の開口部 1 1 D 内には、後述の並進バー 4 4 がガイド部材 4 5 等を介してスライド可能に取付けられるものである。また、ケーシング 1 1 内は所謂ドレン室となって後述のタンク 4 7 に接続されている。

5 ここで、ケーシング本体 1 1 A の一側に位置するフロントケーシング 1 1 B には、図 2 ないし図 4 に示すように後述の斜板支持体 2 0 が斜板 2 1 の裏面側に対向して設けられている。また、ケーシング本体 1 1 A の他側に位置するリヤケーシング 1 1 C には、一对の給排通路 1
10 2 A, 1 2 B が設けられ、該給排通路 1 2 A, 1 2 B は、図 1 に示す主管路 3 A, 3 B に接続されるものである。

1 3 はケーシング 1 1 内に回転可能に設けられた回転軸で、該回転軸 1 3 は、フロントケーシング 1 1 B とリヤケーシング 1 1 C とにそれぞれ軸受を介して回転可能
15 に支持されている。そして、回転軸 1 3 は、フロントケーシング 1 1 B から軸方向に突出する突出端 1 3 A 側が、図 1 に示す原動機 2 により回転駆動されるものである。

1 4 は回転軸 1 3 と一体的に回転するようにケーシング 1 1 内に設けられたシリンダブロックで、該シリンダ
20 ブロック 1 4 には、その周方向に離間すると共に軸方向に延びる複数のシリンダ 1 5, 1 5, …が設けられている。

1 6, 1 6, …はシリンダブロック 1 4 の各シリンダ 1 5 内にそれぞれ摺動可能に挿嵌されたピストンで、該
25 各ピストン 1 6 は、後述の斜板 2 1 が正方向または逆方向に傾転されたときに、シリンダブロック 1 4 の回転に伴ってシリンダ 1 5 内を往復動し、吸入行程と吐出行程とを繰返すものである。

1 7, 1 7, …は各ピストン 1 6 にそれぞれ設けられ

たシューで、該各シュー 1 7 は、シリンダブロック 1 4 のシリンダ 1 5 から回転軸 1 3 の軸方向に突出するピストン 1 6 の一端側（突出端側）にそれぞれ揺動可能に取付けられているものである。

- 5 1 8 は各シュー 1 7 を斜板 2 1 に対して保持する環状のシュー押えで、該シュー押え 1 8 は、図 3 ないし図 7 に示す如く後述する斜板 2 1 の平滑面 2 1 C に向けてシュー 1 7 をそれぞれ押圧し、斜板 2 1 の平滑面 2 1 C 上で各シュー 1 7 が環状軌跡を描くように摺動変位するのを補償するものである。

- 10 1 9 はケーシング 1 1 内に位置してリヤケーシング 1 1 C とシリンダブロック 1 4 との間に設けられた弁板で、該弁板 1 9 は、シリンダブロック 1 4 の端面に摺接し、シリンダブロック 1 4 を回転軸 1 3 と一緒に回転可能に支持している。また、弁板 1 9 には、図 3、図 4 に示す如く眉形状をなす一对の給排ポート 1 9 A、1 9 B が形成されている。そして、これらの給排ポート 1 9 A、1 9 B は、リヤケーシング 1 1 C の給排通路 1 2 A、1 2 B と常時連通しているものである。

- 20 ここで、弁板 1 9 の給排ポート 1 9 A、1 9 B は、シリンダブロック 1 4 が回転するとき各シリンダ 1 5 と間欠的に連通する。そして、給排ポート 1 9 A、1 9 B は、一方の給排通路 1 2 A（または 1 2 B）側から各シリンダ 1 5 内に吸込まれた作動油をピストン 1 6 により
25 加圧させると共に、各シリンダ 1 5 内で高压状態となった圧油を他方の給排通路 1 2 B（または 1 2 A）から吐出させる機能を有している。

2 0 は斜板支持部としての斜板支持体を示し、該斜板支持体 2 0 は、回転軸 1 3 の周囲に位置してフロントケ

ーシング 1 1 B に設けられている。そして、斜板支持体 2 0 は、図 4 に示す如く回転軸 1 3 を挟んで例えば左、右両側となる位置に一对の傾転支持面 2 0 A, 2 0 B を有し、斜板 2 1 を傾転可能に支持するものである。

5 そして、斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A, 2 0 B は、後述する斜板 2 1 の脚部 2 1 A, 2 1 B に対応して凹湾曲状に形成され、斜板 2 1 を図 6、図 7 に例示する傾転中心 C の回りで矢示 A, B 方向に傾転（摺動）可能に案内するものである。また、斜板支持体 2 0 には、後
10 述する分岐油路 2 4 B, 2 4 C, 2 5 B, 2 5 C の一部が穿設されている。

次に、2 1 は本実施の形態に用いられる斜板を示し、該斜板 2 1 は、ケーシング 1 1 内に斜板支持体 2 0 を介して傾転可能に設けられている。この斜板 2 1 の裏面側
15 には、図 2 ないし図 7 に示すように斜板支持体 2 0 の各傾転支持面 2 0 A, 2 0 B に向けて凸湾曲状に突出した左、右一对の脚部 2 1 A, 2 1 B が設けられている。そして、斜板 2 1 の脚部 2 1 A, 2 1 B は、回転軸 1 3 を挟んで例えば左、右方向に離間し、凹湾曲状をなす斜板
20 支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A, 2 0 B に摺動可能に嵌合されるものである。

一方、斜板 2 1 の表面側は、図 2 ないし図 7 に示すように各シュー 1 7 を摺動可能に案内する平滑面 2 1 C となっている。また、斜板 2 1 には、その板厚方向に貫通
25 して延びる貫通穴 2 1 D が設けられている。そして、この貫通穴 2 1 D 内には、脚部 2 1 A, 2 1 B 間に位置して回転軸 1 3 が隙間をもって挿通されるものである。

ここで、斜板 2 1 の脚部 2 1 A, 2 1 B は、図 6 ないし図 1 0 に示すように傾転中心 C から半径 R の円弧面と

して形成され、傾転中心 C は、回転軸 1 3 の軸線 O-O 上に配置されるものである。そして、斜板 2 1 は、図 6、図 1 1 に示す傾転角零の中立位置から正方向（矢示 A 方向）と逆方向（矢示 B 方向）とに後述の傾転アクチュエータ 3 2, 3 3 を用いて傾転駆動される。このとき、油圧ポンプ 1 の容量（圧油の吐出量）は、斜板 2 1 の傾転角 θ に応じて可変に制御されるものである。

また、斜板 2 1 は、回転軸 1 3 の周囲でシリンダブロック 1 4 と一体に回転する各ピストン 1 6 から油圧反力（ピストン反力）を受ける。そして、この油圧反力の合力 f_1 , f_2 は、その作用点（以下、合力作用点 k_1 , k_2 という）がシリンダブロック 1 4 の回転に伴って図 9 中に例示する如く「 ∞ 」の字を描くように変動する。この場合、斜板 2 1 は、中立位置から正方向に傾転されているときに合力作用点 k_1 の位置で油圧反力を受け、中立位置から逆方向に傾転されたときには、合力作用点 k_2 の位置で油圧反力を受けるものである。

2 2 は斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A, 2 0 B と斜板 2 1 の脚部 2 1 A, 2 1 B との間に設けた静圧軸受を示している。この静圧軸受 2 2 は、例えばリヤケーシング 1 1 C に設けた一对の給排通路 1 2 A, 1 2 B から後述の如く圧油が導かれることにより、傾転支持面 2 0 A, 2 0 B と脚部 2 1 A, 2 1 B との間に乖離力（油圧力）を発生させると共に、両者の接触面を潤滑状態に保持するものである。

そして、静圧軸受 2 2 は、図 5、図 8、図 9 に示す如く斜板 2 1 の貫通穴 2 1 D に近い位置で一方の脚部 2 1 A の凸湾曲面側に設けられた第 1 の主静圧軸受部 2 2 A と、貫通穴 2 1 D に近い位置で他方の脚部 2 1 B の凸湾

曲面側に設けられた第 2 の主静圧軸受部 2 2 B と、該第 2 の主静圧軸受部 2 2 B から径方向に離間して脚部 2 1 B の凸湾曲面側に設けられた第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C と、第 1 の主静圧軸受部 2 2 A から径方向に離間して
5 脚部 2 1 A の凸湾曲面側に設けられた第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D とにより構成されている。

また、これらの静圧軸受部 2 2 A ~ 2 2 D のうち第 1 の主静圧軸受部 2 2 A と第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C とは、後述の導油路 2 4 を介して一方の給排通路 1 2 A に
10 接続されている。また、第 2 の主静圧軸受部 2 2 B と第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D とは、後述の導油路 2 5 を介して他方の給排通路 1 2 B に接続されるものである。

この場合、第 1、第 2 の主静圧軸受部 2 2 A、2 2 B は、図 8 に示すように脚部 2 1 A、2 1 B の凸湾曲面に
15 沿って矢示 A、B 方向に延びる凹溝として形成され、その平面形状は図 9 に示す如く細長い長方形形状をなしている。また、第 1、第 2 の補助静圧軸受部 2 2 C、2 2 D は、斜板 2 1 の貫通穴 2 1 D を基準として第 1、第 2 の主静圧軸受部 2 2 A、2 2 B よりも左、右方向（径方
20 向）の外側となる位置に配置されている。

そして、第 1、第 2 の補助静圧軸受部 2 2 C、2 2 D も、脚部 2 1 B、2 1 A の凸湾曲面に沿って第 1、第 2 の主静圧軸受部 2 2 A、2 2 B とほぼ平行（図 8 中の矢示 A、B 方向）に延びる凹溝として形成され、その平面
25 形状は図 9 に示す如く細長い長方形形状をなしている。しかし、第 1、第 2 の補助静圧軸受部 2 2 C、2 2 D は、その溝長さ（矢示 A、B 方向の溝長さ）と左、右方向の溝幅とが第 1、第 2 の主静圧軸受部 2 2 A、2 2 B よりも小さく形成されている。

即ち、第 1 の主静圧軸受部 2 2 A は、貫通穴 2 1 D の径方向一側（図 9 中の右側）において斜板 2 1 が各ピストン 1 6 から受ける油圧反力の合力作用点 k_1 に近い位置で、この作用点 k_1 から距離 L_a となる位置に配置されている。また、第 2 の主静圧軸受部 2 2 B は、貫通穴 2 1 D の径方向他側（図 9 中の左側）において斜板 2 1 が各ピストン 1 6 から受ける油圧反力の合力作用点 k_2 に近い位置で、この作用点 k_2 から距離 L_b となる位置に配置されている。

また、第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C は、貫通穴 2 1 D の径方向他側（図 9 中の左側）で斜板 2 1 が各ピストン 1 6 から受ける油圧反力の合力作用点 k_1 から距離 L_c ($L_c > L_a$) となる位置に配置されている。また、第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D は、貫通穴 2 1 D の径方向一側（図 9 中の右側）で斜板 2 1 が各ピストン 1 6 から受ける油圧反力の合力作用点 k_2 から距離 L_d ($L_d > L_b$) となる位置に配置されている。

そして、第 1、第 2 の主静圧軸受部 2 2 A、2 2 B は、図 5、図 9 に示すように第 1、第 2 の補助静圧軸受部 2 2 C、2 2 D よりも貫通穴 2 1 D に近い位置に配置されている。また、主静圧軸受部 2 2 A、2 2 B の有効軸受面積 S_a 、 S_b は、下記の（４）式、（８）式による関係を満たすように補助静圧軸受部 2 2 C、2 2 D の有効軸受面積 S_c 、 S_d よりも大きく形成されているものである。なお、有効軸受面積 S_a 、 S_b 、 S_c 、 S_d とは、それぞれ軸受部 2 2 A、2 2 B、2 2 C、2 2 D の受圧面積と等価なものである。

2 3 A、2 3 B は斜板 2 1 の脚部 2 1 A、2 1 B に設けられた第 1、第 2 の滑り軸受部で、該第 1、第 2 の滑

り軸受部 2 3 A, 2 3 B は、図 5、図 8、図 9 に示すように貫通穴 2 1 D の左、右両側で、主静圧軸受部 2 2 A, 2 2 B および補助静圧軸受部 2 2 C, 2 2 D よりも貫通穴 2 1 D から径方向に離れた位置に配置されている。即ち、滑り軸受部 2 3 A, 2 3 B は、図 8 に示す如く脚部 2 1 A, 2 1 B の左、右方向外側で縁部となる位置に凸湾曲状をなして形成されているものである。

そして、滑り軸受部 2 3 A, 2 3 B は、斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A, 2 0 B に小さな面圧をもって摺動可能に接触している。これによって、滑り軸受部 2 3 A, 2 3 B は、斜板 2 1 の脚部 2 1 A, 2 1 B が斜板支持体 2 0 に沿って円滑に傾転されるのを、静圧軸受部 2 2 A ~ 2 2 D と共に補償するものである。

2 4 は静圧軸受 2 2 の第 1 の主静圧軸受部 2 2 A、第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C に圧油を導くための導油路で、該導油路 2 4 は、図 4、図 5 に示すように給排通路 1 2 A と第 1 の主静圧軸受部 2 2 A、第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C との間に設けられている。ここで、導油路 2 4 は、ケーシング 1 1 内に設けられ一側が給排通路 1 2 A に連
通し他側が第 1 の主静圧軸受部 2 2 A、第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C に向けて延びた共通油路 2 4 A と、該共通油路 2 4 A の他側で互いに分岐した 2 つの分岐通路 2 4 B, 2 4 C とにより構成されている。そして、一方の分岐油路 2 4 B は、第 1 の主静圧軸受部 2 2 A に接続され、他方の分岐油路 2 4 C は、第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C に接続されている。

そして、導油路 2 4 の分岐油路 2 4 B, 2 4 C は、ケーシング 1 1 のフロントケーシング 1 1 B 側から斜板支持体 2 0 内に向けて互いに分岐して延びている。そして、

分岐油路 2 4 B の延長端は、斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A 側で第 1 の主静圧軸受部 2 2 A に開口している。また、分岐油路 2 4 C の延長端は、斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 B 側で第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C に開口しているものである。

2 5 は静圧軸受 2 2 の第 2 の主静圧軸受部 2 2 B、第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D に圧油を導く他の導油路で、この導油路 2 5 は、図 4、図 5 に示すように給排通路 1 2 B と第 2 の主静圧軸受部 2 2 B、第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D との間に設けられている。ここで、導油路 2 5 は、ケーシング 1 1 内に設けられ一側が給排通路 1 2 B に連通し他側が第 2 の主静圧軸受部 2 2 B、第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D に向けて延びた共通油路 2 5 A と、該共通油路 2 5 A の他側で互いに分岐した 2 つの分岐油路 2 5 B、2 5 C とにより構成されている。そして、一方の分岐油路 2 5 B は、第 2 の主静圧軸受部 2 2 B に接続され、他方の分岐油路 2 5 C は、第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D に接続されている。

そして、導油路 2 5 の分岐油路 2 5 B、2 5 C は、ケーシング 1 1 のフロントケーシング 1 1 B 側から斜板支持体 2 0 内に向けて互いに分岐して延びている。そして、分岐油路 2 5 B の延長端は、斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 B 側で第 2 の主静圧軸受部 2 2 B に開口している。また、分岐油路 2 5 C の延長端は、斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A 側で第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D に開口しているものである。

2 6 は共通油路 2 4 A の途中に設けられた共通絞り、2 7 は共通油路 2 5 A の途中に設けられた他の共通絞りを示している。これらの共通絞り 2 6、2 7 のうち一方

の共通絞り 26 は、図 4、図 5 に示す如く給排通路 12 A から第 1 の主静圧軸受部 22 A と第 1 の補助静圧軸受部 22 C とに共通して供給する圧油量を、その絞り径（孔径）に応じて調整するものである。また、他方の共通絞り 27 は、給排通路 12 B から第 2 の主静圧軸受部 22 B と第 2 の補助静圧軸受部 22 D とに共通して供給する圧油量を、その絞り径（孔径）に応じて調整するものである。

そして、共通絞り 26、27 は、後述の個別絞り 28 ~ 31 よりも大なる絞り径を有し、給排通路 12 A、12 B から主静圧軸受部 22 A、22 B と補助静圧軸受部 22 C、22 D とに供給する圧油量を粗調整する。これにより、主静圧軸受部 22 A、22 B と補助静圧軸受部 22 C、22 D とは、圧油の供給量に大きなバラツキ等が生じるのを共通絞り 26、27 によって抑えられるものである。

28、29 は分岐油路 24 B、25 B の途中にそれぞれ設けられた絞り（以下、個別絞り 28、29 という）、30、31 は分岐油路 24 C、25 C の途中にそれぞれ設けられた他の絞り（以下、個別絞り 30、31 という）を示している。ここで、これらの個別絞り 28 ~ 31 は、共通絞り 26、27 よりも小さな絞り径を有している。そして、共通絞り 26、27 で粗調整された後に分岐油路 24 B、25 B、24 C、25 C を介して静圧軸受部 22 A ~ 22 D に供給される圧油量は、個別絞り 28 ~ 31 により互いに独立して微調整されるものである。

即ち、個別絞り 28 は、分岐油路 24 B を介して第 1 の主静圧軸受部 22 A に供給する圧油量を個別に微調整

し、個別絞り 29 は、分岐油路 25 B を介して第 2 の主
静圧軸受部 22 B に供給する圧油量を個別に微調整する。
また、個別絞り 30 は、分岐油路 24 C を介して第 1 の
補助静圧軸受部 22 C に供給する圧油量を個別に微調整
5 し、個別絞り 31 は、分岐油路 25 C を介して第 2 の補
助静圧軸受部 22 D に供給する圧油量を個別に微調整す
るものである。

32, 33 は斜板 21 を傾転駆動する一対の傾転アク
チュエータを示している。ここで、一方の傾転アクチュ
10 エータ 32 は、図 2、図 3、図 6、図 7 に示すようにシ
リンダブロック 14 の径方向外側に位置してケーシング
本体 11 A に形成されたシリンダ穴 32 A と、該シリン
ダ穴 32 A 内に摺動可能に挿嵌され、該シリンダ穴 32
A との間に液圧室 32 B を画成した傾転ピストン 32 C
15 と、液圧室 32 B 内に配設され、該傾転ピストン 32 C
を斜板 21 側に向けて常時付勢したスプリング 32 D と
により構成されている。

また、他方の傾転アクチュエータ 33 も、前述した一
方の傾転アクチュエータ 32 とほぼ同様に、ケーシング
20 本体 11 A に形成されたシリンダ穴 33 A と、該シリン
ダ穴 33 A 内に液圧室 33 B を画成した傾転ピストン 3
3 C と、該傾転ピストン 33 C を斜板 21 側に向けて常
時付勢したスプリング 33 D とにより構成されている。

ここで、傾転アクチュエータ 32, 33 は、ケーシ
25 グ本体 11 A に対しシリンダブロック 14 の径方向で互
いに対向する位置に配設され、傾転ピストン 32 C, 3
3 C によって斜板 21 を矢示 A, B 方向に傾転駆動する。
即ち、傾転アクチュエータ 32 の液圧室 32 B は、図 3、
図 10 に示すように後述の制御管路 50 B に接続され、

この制御管路 5 0 B から傾転制御圧が給排される。また、傾転アクチュエータ 3 3 の液圧室 3 3 B は、後述の制御管路 5 0 A に接続され、この制御管路 5 0 A から傾転制御圧が給排される。

5 そして、この傾転制御圧で傾転ピストン 3 3 C が図 7 に示す如くシリンダ穴 3 3 A 内から伸長するときには、斜板 2 1 が傾転ピストン 3 3 C によって矢示 A 方向（正方向）に傾転駆動される。このときには、傾転ピストン 3 2 C は、シリンダ穴 3 2 A 内に向けて縮小する。また、
10 傾転ピストン 3 2 C がシリンダ穴 3 2 A 内から伸長するときには、斜板 2 1 が傾転ピストン 3 2 C によって矢示 B 方向（逆方向）に傾転駆動される。このときには、傾転ピストン 3 3 C は、シリンダ穴 3 3 A 内に向けて縮小するものである。

15 3 4 は傾転アクチュエータ 3 2 , 3 3 に傾転制御圧を給排する容量制御弁としてのレギュレータである。このレギュレータ 3 4 は、図 3 に示すようにケーシング本体 1 1 A の外側に位置してケーシング 1 1 に設けられた弁ハウジング 3 5 と、後述の制御スリーブ 3 6 、スプール
20 3 7 、油圧パイロット部 3 8 および弁ばね 3 9 等とから構成されている。そして、レギュレータ 3 4 は、図 1 0 に示す如く制御スリーブ 3 6 内にスプール 3 7 を有した傾転制御用の油圧サーボ弁によって構成されるものである。

25 ここで、レギュレータ 3 4 の弁ハウジング 3 5 には、図 3 に示す如く傾転制御圧の給排ポート 3 5 A , 3 5 B 等が設けられている。そして、給排ポート 3 5 A は、後述の制御管路 4 8 A を介してパイロットポンプ 4 6 の吐出側に接続されている。また、給排ポート 3 5 B は、後

述の制御管路 4 8 B に接続されている。そして、レギュレータ 3 4 の弁ハウジング 3 5 は、ケーシング 1 1 の外側面に液密に固定して設けられている。また、制御スリーブ 3 6 およびスプール 3 7 等は、回転軸 1 3 (図 1 0 に示す軸線 O-O) と平行に延びるように配設されている。

3 6 は弁ハウジング 3 5 内に摺動可能に挿嵌された筒状の制御スリーブで、該制御スリーブ 3 6 は、その軸方向一側の外周に後述の並進バー 4 4 が複数の固定ねじ等を用いて一体的に連結されている。そして、制御スリーブ 3 6 は、並進バー 4 4 の動き (回転軸 1 3 の軸方向に沿った並進運動) に追従して弁ハウジング 3 5 内を軸方向 (図 6 中の矢示 D, E 方向) に摺動変位するものである。

3 7 は制御スリーブ 3 6 内に摺動可能に挿嵌して設けられたスプールで、該スプール 3 7 は、制御スリーブ 3 6 の内周側で弁ハウジング 3 5 の軸方向に摺動変位する。このときに、スプール 3 7 は、給排ポート 3 5 B を給排ポート 3 5 A またはドレン通路 1 1 E に選択的に連通、遮断するものである。

3 8 はスプール 3 7 の軸方向一側に位置して弁ハウジング 3 5 に設けられた油圧パイロット部で、該油圧パイロット部 3 8 は、後述の弁ばね 3 9 に抗してスプール 3 7 を軸方向に駆動するためのプランジャ 3 8 A を有し、後述の指令圧管路 5 3 を介して指令圧が供給される。

そして、油圧パイロット部 3 8 のプランジャ 3 8 A は、指令圧管路 5 3 からの指令圧をパイロット圧として受圧することにより、このパイロット圧に応じてスプール 3 7 を弁ハウジング 3 5 内で軸方向に摺動変位させる。こ

れにより、油圧パイロット部 38 のプランジャ 38A は、
図 10 に示すレギュレータ 34 を中立位置 (I) から切
換位置 (II), (III) に切換えるものである。

39 はスプール 37 の軸方向他側と弁ハウジング 35
との間に配設された弁ばねを示し、該弁ばね 39 は、ス
プール 37 を油圧パイロット部 38 側に向けて常時付勢
し、例えば図 10 に示すレギュレータ 34 を中立位置
(I) に復帰させるものである。

40 は斜板 21 の傾転動作に追従させてレギュレータ
34 をフィードバック制御するフィードバック機構を示
している。このフィードバック機構 40 は、図 3 ないし
図 13 に示すように、斜板 21 の側面とレギュレータ 3
4 の制御スリーブ 36 との間に設けられた後述の変換部
41 と並進バー 44 等とにより構成されている。

41 は斜板 21 の傾転動作を軸方向変位に変換して取
出す変換部で、該変換部 41 は、後述のカム溝 42 とカ
ムフォロア 43 とにより構成される。そして、変換部 4
1 は、斜板 21 の傾転動作を後述の如く軸方向変位に変
換し、回転軸 13 の軸線 O-O に沿った並進運動 (平行
移動) を後述の並進バー 44 に発生させるものである。

42 は斜板 21 の傾転動作をカムフォロア 43 の軸方
向変位に変換するカム面を有したカム溝で、該カム溝 4
2 は、図 3 ないし図 8 に示す如く斜板 21 の側面 (他方
の脚部 21B の側面) に略「V」字状または「U」字状
に屈曲して設けられた凹溝により構成されている。また、
カム溝 42 は、斜板 21 の傾転中心 C から離間した位置
に配設されている。そして、カム溝 42 は、後述するカ
ムフォロア 43 のローラ部 43A が摺動 (回転) 可能に
挿嵌されるように、ローラ部 43A の外径寸法に対応し

た溝幅を有しているものである。

ここで、カム溝 4 2 は、図 1 0、図 1 1 に示すように斜板 2 1 が傾転角零の中立位置にあるときにカムフォロア 4 3 のローラ部 4 3 A が摺接する中立位置摺接部としての中間溝部 4 2 A と、斜板 2 1 が中立位置から矢示 A 方向（正方向）に傾転されるときにローラ部 4 3 A が摺接する正方向摺接部としての下側傾斜溝部 4 2 B と、斜板 2 1 が中立位置から矢示 B 方向（逆方向）に傾転されるときにローラ部 4 3 A が摺接する逆方向摺接部としての上側傾斜溝部 4 2 C とにより構成されている。

そして、カム溝 4 2 の各溝部 4 2 A ~ 4 2 C のうち中間溝部 4 2 A は、斜板 2 1 が中立位置にあるときに傾転中心 C から回転軸 1 3 の軸線 O - O に沿って最も大きく離間した寸法 R_a ($R_a < R$) の位置に配置されている。

また、下側傾斜溝部 4 2 B は、中間溝部 4 2 A の位置から傾転中心 C に近付く方向へと斜め下向きに傾いて延び、上側傾斜溝部 4 2 C は、中間溝部 4 2 A から傾転中心 C に近付く方向へと斜め上向きに傾いて延びるように形成されている。

即ち、カム溝 4 2 は、斜板 2 1 の側面に中間溝部 4 2 A の位置で略「V」字状または「U」字状に屈曲した凹溝として形成され、下側傾斜溝部 4 2 B と上側傾斜溝部 4 2 C とは、中間溝部 4 2 A の位置から軸線 O - O を基準として下、上に拡開するように互いに対称な形状をなしているものである。

そして、下側傾斜溝部 4 2 B と上側傾斜溝部 4 2 C とは、その先端側が図 1 1 に示す後述の点 G 1、H 1 の位置まで延び、これらの点 G 1、H 1 は、斜板 2 1 の傾転中心 C から寸法 R_b だけ離れた位置に配置されている。この

場合の寸法 R_b は、傾転中心 C から中間溝部 4 2 A までの寸法 R_a よりも小さい寸法 ($R_b < R_a < R$) に設定されるものである。

4 3 はカム溝 4 2 内に摺接して設けられたカムフォロアで、このカムフォロア 4 3 は、図 3 に示すように後述する並進バー 4 4 の長さ方向一侧に一体化して設けられ、カム溝 4 2 内の壁面（カム面）に沿って回転（自転）可能となったローラ部 4 3 A を有している。

そして、カムフォロア 4 3 は、ローラ部 4 3 A が斜板 2 1 側のカム溝 4 2 と摺動可能に係合することにより、斜板 2 1 の傾転動作を後述の如く軸方向変位に変換し、回転軸 1 3 の軸線 $O-O$ に沿った並進運動（平行移動）を並進バー 4 4 に発生させるものである。

この場合、斜板 2 1 側のカム溝 4 2 に係合するカムフォロア 4 3 のローラ部 4 3 A は、斜板 2 1 が中立位置にあるときに図 1 1 に示す初期位置に並進バー 4 4 と一緒に配置され、回転軸 1 3 の軸線 $O-O$ と直交する線 $F-F$ 上に位置する。このとき、カムフォロア 4 3 のローラ部 4 3 A は、回転軸 1 3 の軸線 $O-O$ に沿って最も後退（図 1 0 中の矢示 E 方向に後退）した位置に配置されるものである。

また、斜板 2 1 が、中立位置から図 7、図 1 2 に示すように矢示 A 方向（正方向）に傾転されたとする。そして、斜板 2 1 の傾転角 θ が角度 α ($\theta = \alpha$) となったときには、カムフォロア 4 3 のローラ部 4 3 A は、カム溝 4 2 の下側傾斜溝部 4 2 B に沿って摺接しつつ、図 1 2 に示す点 G_1 の位置まで移動される。これにより、カムフォロア 4 3 のローラ部 4 3 A は、並進バー 4 4 と一緒に線 $G-G$ の位置まで平行移動（並進運動）され、前述

した初期位置の線 F - F に対して寸法 a だけ回転軸 1 3 の軸方向に変位するものである。

一方、斜板 2 1 が中立位置から図 1 3 に示すように矢示 B 方向（逆方向）に傾転されたとする。そして、斜板
5 2 1 の傾転角 θ が角度 β ($\theta = \beta$) となったときには、カムフォロア 4 3 のローラ部 4 3 A は、カム溝 4 2 の上側傾斜溝部 4 2 C に沿って摺接しつつ、図 1 3 に示す点 H 1 の位置まで移動される。これにより、カムフォロア 4 3 のローラ部 4 3 A は、並進バー 4 4 と一緒に線 H - H
10 H の位置まで平行移動され、初期位置の線 F - F に対して寸法 b だけ回転軸 1 3 の軸方向に変位される。

なお、斜板 2 1 が正方向または逆方向に同一の傾転角 θ （例えば、角度 α , β ）をもって傾転されるときには、斜板 2 1 の傾転角 θ に相当する角度 α , β が互いに逆方向
15 きの等しい角度 ($\alpha = \beta$) となり、このときの軸方向変位に相当する前記寸法 a, b は同一の値 ($a = b$) に設定されるものである。

4 4 はフィードバック機構 4 0 の変位伝達部を構成する並進部材としての並進バーで、該並進バー 4 4 は、図
20 3 に示す如く後述のガイド部材 4 5 を介してケーシング本体 1 1 A の開口部 1 1 D 内にスライド可能に取り付けられ、回転軸 1 3 の軸方向（図 1 0 に示す軸線 O - O）に沿った並進運動を行うものである。そして、並進バー 4 4 は、図 3 に示すようにケーシング 1 1 内を回転軸 1 3
25 の径方向に延びると共に、制御スリーブ 3 6 に対しても径方向外側に向けて延び、斜板 2 1 の側面と制御スリーブ 3 6 との間に配設されている。

ここで、並進バー 4 4 は、長さ方向の一側にカムフォロア 4 3 が設けられ、カムフォロア 4 3 と一体となって

回転軸 1 3 の軸線 O-O に沿った並進運動が与えられるものである。また、並進バー 4 4 は、図 3、図 4 に示す如く長さ方向の他側が制御スリーブ 3 6 を径方向外側から挟む二又状の固定部 4 4 A となり、該固定部 4 4 A は、
5 複数の固定ねじまたはリベット等の固定手段により制御スリーブ 3 6 の外周側に固定されている。

即ち、並進バー 4 4 は、制御スリーブ 3 6 に対し一定の角度（例えば、垂直となる 90 度）で固定された状態に保持されている。そして、並進バー 4 4 は、カムフォ
10 ロア 4 3 のローラ部 4 3 A が回転軸 1 3 の軸線 O-O に沿って軸方向に変位するものである。

このように、斜板 2 1 が図 2 中の矢示 A, B 方向に傾転されるときには、斜板 2 1 の傾転動作に従って図 3 に示す並進バー 4 4 がカムフォロア 4 3 と一緒に回転軸 1
15 3 の軸方向に平行移動する。そして、並進バー 4 4 の平行移動は、固定部 4 4 A 側でレギュレータ 3 4 の制御スリーブ 3 6 にそのまま伝えられ、制御スリーブ 3 6 を図 6 中の矢示 D, E 方向に回転軸 1 3 の軸線 O-O に沿って変位させる。これにより、並進バー 4 4 は、レギュ
20 レータ 3 4 に対するフィードバック制御を行うものである。

4 5 は図 3 に示すようにケーシング 1 1 の開口部 1 1 D を覆うように設けられたガイド部材である。ここで、該ガイド部材 4 5 は、並進バー 4 4 の長さ方向中間部を移動可能または摺動可能に支持し、並進バー 4 4 が上、
25 下方向（例えば、シリンダブロック 1 4 の周方向）等に揺動したり、ガタ等で振動したりするのを抑えている。これにより、ガイド部材 4 5 は、並進バー 4 4 が回転軸 1 3 の軸方向に滑らかに平行移動（並進運動）するのを補償するものである。

46は傾転制御圧を発生させるパイロットポンプで、
該パイロットポンプ46は、図1に示す原動機2で油圧
ポンプ1と一緒に回転駆動されることにより、例えば図
3に示すタンク47内から作動油を吸込みつつ、制御管
5 路48A内に傾転制御用の圧油を吐出させるものである。

この場合、パイロットポンプ46から吐出される圧油
の圧力は、低圧リリーフ弁49により油圧ポンプ1の吐
出圧よりも十分に低い圧力に保たれるものである。また、
制御管路48Bは、レギュレータ34の給排ポート35
10 Bと後述の前後進切換弁51との間に設けられている。

50A、50Bは傾転アクチュエータ32、33の液
圧室32B、33Bに傾転制御圧を給排する他の制御管
路で、該制御管路50A、50Bは、図3、図10に示
すように後述の前後進切換弁51を通じて制御管路48
15 A、48Bに切換え接続されるものである。

51は制御管路48A、48Bと制御管路50A、5
0Bとの間に設けられた方向切換弁としての前後進切換
弁である。この前後進切換弁51は、図3、図10に示
すように左、右のソレノイド部51A、51Bを有し、
20 例えば運転室内の切換レバー（図示せず）をオペレータ
が手動操作することによって、車両の停止位置（a）か
ら前進位置（b）または後進位置（c）に切換えられる
ものである。

そして、前後進切換弁51を停止位置（a）から前進
25 位置（b）に切換えた状態では、オペレータが後述の走
行ペダル52Aを踏込み操作するに応じてパイロットポ
ンプ46からの傾転制御圧が制御管路48A、50Aを
通じて傾転アクチュエータ33の液圧室33Bに供給さ
れる。

また、このときには傾転アクチュエータ 3 2 の液圧室 3 2 B から制御管路 5 0 B、4 8 B、レギュレータ 3 4 等を介して傾転制御圧がタンク 4 7 側に排出される。これにより、傾転アクチュエータ 3 3 の傾転ピストン 3 3 C は、斜板 2 1 を図 1 0 中の矢示 A 方向に傾転駆動するものである。

一方、前後進切換弁 5 1 を停止位置 (a) から後進位置 (c) に切換えたときには、走行ペダル 5 2 A の踏込み操作に応じてパイロットポンプ 4 6 からの傾転制御圧が制御管路 4 8 A、5 0 B を通じて傾転アクチュエータ 3 2 の液圧室 3 2 B に供給される。また、傾転アクチュエータ 3 3 の液圧室 3 3 B からは、制御管路 5 0 A、4 8 B、レギュレータ 3 4 等を介して傾転制御圧がタンク 4 7 側に排出される。これにより、傾転アクチュエータ 3 2 の傾転ピストン 3 2 C は、斜板 2 1 を図 1 0 中の矢示 B 方向に傾転駆動するものである。

このように、前後進切換弁 5 1 は、レギュレータ 3 4 と傾転アクチュエータ 3 2、3 3 との間に設けられ、車両の停止位置 (a) から前進位置 (b) または後進位置 (c) に切換えられることにより、傾転アクチュエータ 3 2、3 3 に対する傾転制御圧の給排方向を切換えると共に、この傾転制御圧に従って斜板 2 1 を中立位置から正方向と逆方向とに傾転駆動させるものである。

5 2 はホイール式車両の運転室側に設けられる指令手段としての走行操作弁を示し、該走行操作弁 5 2 には、車両のアクセルペダルに相当する走行ペダル 5 2 A が付設されている。そして、車両のオペレータが走行ペダル 5 2 A を踏込み操作したときには、指令圧管路 5 3 を通じてレギュレータ 3 4 の油圧パイロット部 3 8 に指令信

号としてのパイロット圧が供給され、後述の如く車両の走行速度が可変に調整されるものである。

本実施の形態による可変容量型の斜板式油圧ポンプ 1 を備えたホイール式作業車両の走行用油圧回路は、上述
5 の如き構成を有するもので、次にその作動について説明する。

まず、図 10 に示す前後進切換弁 51 を停止位置 (a) に配置した状態では、制御管路 50A, 50B が共に制御管路 48A に接続され、傾転アクチュエータ 3
10 2, 33 の液圧室 32B, 33B は、等しい圧力状態に保たれるため、斜板 21 は傾転角零の中立位置に保持される。

このため、原動機 2 により回転軸 13 を回転駆動してシリンダブロック 14 を回転させても、各ピストン 16
15 がシリンダブロック 14 の各シリンダ 15 内で往復動することはなく、油圧ポンプ 1 の給排通路 12A, 12B は互いに同圧状態となつて、図 1 に示す油圧モータ 5 への主管路 3A, 3B を通じた圧油の給排は停止されたままとなる。

20 次に、車両のオペレータが前後進切換弁 51 を停止位置 (a) から前進位置 (b) に切換えたとする。この場合には、オペレータが走行ペダル 52A を踏み操作したときに、パイロットポンプ 46 からの圧油が、制御管路 48A, 50A を通じて傾転アクチュエータ 33 の液
25 圧室 33B に供給される。

また、このときには走行ペダル 52A の踏み操作により、指令圧管路 53 からレギュレータ 34 の油圧パイロット部 38 に向けてパイロット圧が供給される。これにより、レギュレータ 34 の弁ハウジング 35 内では、

スプール 37 がパイロット圧に応じて軸方向に摺動変位され、レギュレータ 34 は図 10 に示す中立位置 (I) から切換位置 (II) に切換えられる。

このため、制御管路 48B はレギュレータ 34、ケーシング 11 内のドレン室等を介してタンク 47 に接続されるようになり、傾転アクチュエータ 32 の液压室 32B 内の圧油は、制御管路 50B、48B、レギュレータ 34 等を介してタンク 47 側に排出される。これにより、傾転アクチュエータ 33 の傾転ピストン 33C は、斜板 21 を図 10 中の矢示 A 方向に傾転駆動する。

そして、斜板 21 が矢示 A 方向に傾転された状態では、シリンダブロック 14 が回転軸 13 と一体に回転することにより、各ピストン 16 は傾転角 θ に対応したストローク量（押しのけ容積）をもってシリンダブロック 14 の各シリンダ 15 内で往復動を繰返すようになる。このため油圧ポンプ 1 は、例えば給排通路 12B 側から各シリンダ 15 内に油液を吸込みつつ、給排通路 12A 側から圧油を吐出する。

これにより、図 1 に示す走行用の油圧閉回路 4 内では、主管路 3A、3B 内を矢示 A1 方向に沿って圧油が流通し、走行用の油圧モータ 5 を圧油の給排によって回転駆動することができる。そして、油圧モータ 5 の回転出力は、減速機 6 を介してホイール式作業車両の車輪 7、7 に伝達され、各車輪 7 を回転駆動することにより、例えば前進方向に作業車両を傾転角 θ に対応した速度で走行駆動できる。

一方、前後進切換弁 51 を停止位置 (a) から後進位置 (c) に切換えたとする。このときにも、走行ペダル 52A を踏込み操作すると、レギュレータ 34 は、図 1

0 に示す中立位置 (I) から切換位置 (II) に切換えられる。そして、パイロットポンプ 46 からの圧油は、制御管路 48 A, 50 B を通じて傾転アクチュエータ 32 の液圧室 32 B に供給される。また、傾転アクチュエータ 33 の液圧室 33 B 内の圧油は、制御管路 50 A, 48 B、レギュレータ 34 等を介してタンク 47 側に排出される。この結果、傾転アクチュエータ 32 の傾転ピストン 32 C により斜板 21 を図 10 中の矢示 B 方向に傾転駆動することができる。

10 そして、この場合には図 1 に示す走行用の油圧閉回路 4 内で矢示 B1 方向に沿って圧油を流通することができ、走行用の油圧モータ 5 を同方向に回転駆動することにより、油圧モータ 5 の回転出力を減速機 6 を介してホイール式作業車両の車輪 7, 7 に伝達しつつ、例えば後進方向に作業車両を傾転角 θ に対応した速度で走行駆動できる。

ここで、斜板 21 が中立位置から正方向 (A 方向) に傾転しているときには、一对の給排通路 12 A, 12 B のうち一方の給排通路 12 A 側が高圧となり、斜板 21 は、図 5 中に示す合力作用点 k1 の位置で各ピストン 16 から油圧反力の合力 f1 を受ける。

しかし、斜板 21 の脚部 21 A に設けた第 1 の主静圧軸受部 22 A と、脚部 21 B に設けた第 1 の補助静圧軸受部 22 C とには、給排通路 12 A から導油路 24 の共通油路 24 A、分岐油路 24 B, 24 C を介して高圧の圧油が導かれる。このため、斜板支持体 20 の傾転支持面 20 A, 20 B と斜板 21 の脚部 21 A, 21 B との間には、第 1 の主静圧軸受部 22 A により乖離力 f a が発生し、第 1 の補助静圧軸受部 22 C により乖離力 f c

が発生する。

そして、第 1 の主静圧軸受部 2 2 A は、図 5 に示す如く斜板 2 1 が各ピストン 1 6 から受ける油圧反力の合力作用点 k 1 から距離 L_a となる位置に配置され、第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C は、合力作用点 k 1 から距離 L_c ($L_c > L_a$) となる位置に配置されている。

このため、斜板 2 1 が各ピストン 1 6 から受ける油圧反力の合力 f_1 に対し、第 1 の主静圧軸受部 2 2 A による乖離力 f_a と第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C による乖離力 f_c とを、下記の (1) ~ (4) 式を満たす関係に設定するものである。これにより、油圧反力の合力 f_1 は乖離力 f_a , f_c とをバランスし、斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A, 2 0 B と斜板 2 1 の脚部 2 1 A, 2 1 B との間の接触面を潤滑状態に保持することができる。

即ち、第 1 の主静圧軸受部 2 2 A による乖離力 f_a と第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C による乖離力 f_c とは、例えば中立位置から正方向に傾転された斜板 2 1 が各ピストン 1 6 から受ける油圧反力の合力 f_1 に対し、下記の関係を満たすように設定される。

$$f_1 = f_a + f_c \quad \dots \dots (1)$$

また、このときに斜板 2 1 が受ける合力 f_1 は、油圧反力による圧力 P と受圧面積 S_1 との関係から、下記の式で表される。

$$f_1 = S_1 \times P \quad \dots \dots (2)$$

そして、第 1 の主静圧軸受部 2 2 A と第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C にも、同様の圧力 P が作用する場合を想定すると、主静圧軸受部 2 2 A は有効軸受面積 S_a を有し、補助静圧軸受部 2 2 C は有効軸受面積 S_c ($S_c < S_a$) を有しているので、前記 (1)、(2) の式から下記の関

係が導かれる。

$$S_1 \equiv S_a + S_c \quad \dots \dots \dots (3)$$

また、第 1 の主静圧軸受部 2 2 A による乖離力 f_a (有効軸受面積 S_a) は、合力作用点 k_1 から距離 L_a となる位置に作用し、第 1 の補助静圧軸受部 2 2 C による乖離力 f_c (有効軸受面積 S_c) は、合力作用点 k_1 から距離 L_c となる位置に作用している。このため、合力作用点 k_1 を基準とした乖離力 f_a , f_c のモーメントは、下記の関係を満たすように設定される。

$$L_a \times S_a \equiv L_c \times S_c \quad \dots \dots \dots (4)$$

これにより、斜板 2 1 が各ピストン 1 6 から受ける油圧反力の合力 f_1 に対して、主静圧軸受部 2 2 A の乖離力 f_a と補助静圧軸受部 2 2 C の乖離力 f_c とをバランスさせることができ、斜板 2 1 の脚部 2 1 A, 2 1 B が斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A, 2 0 B から浮き上がるように傾いたり、離間したりするのを防止することができる。

この結果、静圧軸受部 2 2 A, 2 2 C 内に導いた圧油が外部に漏洩するのを抑制でき、斜板 2 1 の脚部 2 1 A, 2 1 B と斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A, 2 0 B との間を潤滑状態に保持することができる。そして、斜板 2 1 の傾転動作を安定させることができ、傾転アクチュエータ 3 2, 3 3 による傾転駆動力も小さくすることができる。

一方、斜板 2 1 が中立位置から逆方向 (B 方向) に傾転された場合には、図 5 中に示す合力作用点 k_2 となる位置で斜板 2 1 が各ピストン 1 6 から油圧反力の合力 f_2 を受ける。そして、このときの合力 f_2 に対し、第 2 の主静圧軸受部 2 2 B による乖離力 f_b と第 2 の補助静圧

軸受部 2 2 D による乖離力 f_d とは、下記の関係を満たすように設定される。

$$f_2 \doteq f_b + f_d \quad \dots \dots \dots (5)$$

また、このときに斜板 2 1 が受ける合力 f_2 は、油圧反力による圧力 P と受圧面積 S_2 との関係から、下記の式で表される。

$$f_2 = S_2 \times P \quad \dots \dots \dots (6)$$

そして、第 2 の主静圧軸受部 2 2 B と第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D にも、同様の圧力 P が作用する場合を想定すると、主静圧軸受部 2 2 B は有効軸受面積 S_b を有し、補助静圧軸受部 2 2 D は有効軸受面積 S_d ($S_d < S_b$) を有しているので、前記 (5) の式から下記の関係が導かれる。

$$S_2 \doteq S_b + S_d \quad \dots \dots \dots (7)$$

また、第 2 の主静圧軸受部 2 2 B による乖離力 f_b (有効軸受面積 S_b) は、合力作用点 k_2 から距離 L_b となる位置に作用し、第 2 の補助静圧軸受部 2 2 D による乖離力 f_d (有効軸受面積 S_d) は、合力作用点 k_2 から距離 L_d となる位置に作用している。このため、合力作用点 k_2 を基準とした乖離力 f_b , f_d のモーメントは、下記の関係を満たすように設定される。

$$L_b \times S_b \doteq L_d \times S_d \quad \dots \dots \dots (8)$$

これにより、斜板 2 1 が各ピストン 1 6 から受ける油圧反力の合力 f_2 に対して、主静圧軸受部 2 2 B の乖離力 f_b と補助静圧軸受部 2 2 D の乖離力 f_d とをバランスさせることができ、斜板 2 1 の脚部 2 1 A, 2 1 B が斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A, 2 0 B から浮き上がるように傾いたり、離間したりするのを防止することができる。

この結果、斜板 2 1 が中立位置から逆方向に傾転された場合にも、静圧軸受部 2 2 B, 2 2 D 内に導いた圧油が外部に漏洩するのを抑制でき、斜板 2 1 の脚部 2 1 A, 2 1 B と斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A, 2 0 B との間を潤滑状態に保持できると共に、斜板 2 1 の傾転動作を安定させ、傾転アクチュエータ 3 2, 3 3 による傾転駆動力も小さくすることができる。

ところで、車両が前進または後進するときの走行速度は、油圧ポンプ 1 による圧油の吐出量（流量）によって決められ、この吐出量は斜板 2 1 の傾転角 θ に応じて増減される。そして、容量制御弁であるレギュレータ 3 4 を斜板 2 1 の傾転角 θ に応じてフィードバック制御しない限りは、斜板 2 1 の傾転角 θ （即ち、車両の走行速度）を走行ペダル 5 2 A の踏み込み操作だけで安定して制御することは難しい。

そこで、本実施の形態では、レギュレータ 3 4 の制御スリーブ 3 6 と斜板 2 1 の側面との間にフィードバック機構 4 0 を設けている。このフィードバック機構 4 0 は、斜板 2 1 が傾転角零の中立位置から正方向または逆方向のいずれの方向に傾転駆動されるときにも、レギュレータ 3 4 を斜板 2 1 の傾転動作に追従させ、このレギュレータ 3 4 をフィードバック制御する構成としている。

そして、このフィードバック機構 4 0 は、斜板 2 1 の側面（脚部 2 1 B の側面）に形成され回転軸 1 3 の軸線 O-O を基準として略「V」字状または「U」字状に屈曲した凹溝からなるカム溝 4 2 と、該カム溝 4 2 に摺接するローラ部 4 3 A を有し斜板 2 1 の傾転動作を軸方向変位に変換して取出すカムフォロア 4 3 と、該カムフォロア 4 3 で取出した軸方向変位により回転軸 1 3 の軸方

向に平行移動する並進バー 4 4 とから構成されている。
そして、この並進バー 4 4 は、カムフォロア 4 3 による
軸方向変位を先端側の固定部 4 4 A によって制御スリー
プ 3 6 に伝える構成となっている。

- 5 この場合、斜板 2 1 側のカム溝 4 2 は、図 1 1 に示す
ように斜板 2 1 が中立位置にあるときに傾転中心 C から
回転軸 1 3 の軸線 O-O に沿って最も大きく離間した寸
法 R_a ($R_a < R$) の位置に配置される中間溝部 4 2 A
と、該中間溝部 4 2 A の位置から傾転中心 C に近づく方
10 向へと斜め下向きに傾いて延びた下側傾斜溝部 4 2 B と、
中間溝部 4 2 A から傾転中心 C に近づく方向へと斜め上
向きに傾いて延びる上側傾斜溝部 4 2 C とにより構成さ
れている。そして、カム溝 4 2 全体は、斜板 2 1 の側面
に中間溝部 4 2 A の位置で略「V」字状または「U」字
15 状に屈曲した凹溝として形成されている。

- また、並進バー 4 4 の固定部 4 4 A と制御スリーブ 3
6 とは、例えば垂直に固定された状態に保持されている
ので、カムフォロア 4 3 のローラ部 4 3 A は、回転軸 1
3 の軸線 O-O と直交する方向に移動（位置ずれ）する
20 のが規制され、軸線 O-O に沿った軸方向変位のみが許
される構成となっている。

- そして、カムフォロア 4 3 のローラ部 4 3 A は、斜板
2 1 が傾転角零の中立位置にあるときに中間溝部 4 2 A
と摺接する位置に配置されている。そして、ローラ部 4
25 3 A は、斜板 2 1 が中立位置から矢示 A 方向（正方向）
に傾転されるときには、下側傾斜溝部 4 2 B に沿って摺
動し、一方、斜板 2 1 が中立位置から矢示 B 方向（逆方
向）に傾転されるときには、上側傾斜溝部 4 2 C に沿っ
て摺動する。

このため、斜板 2 1 が中立位置から図 1 2 に示すように矢示 A 方向（正方向）に傾転され、その傾転角 θ が角度 α ($\theta = \alpha$) のときには、カムフォロア 4 3 のローラ部 4 3 A がカム溝 4 2 の下側傾斜溝部 4 2 B に沿って点 G 1 の位置まで摺動され、並進バー 4 4 をカムフォロア 4 3 と一緒に図 1 2 に示す線 G - G の位置まで平行移動（並進運動）することができる。

そして、この点 G 1 を通る線 G - G は、傾転中心 C から寸法 R b の位置にある。一方、斜板 2 1 が中立位置のときに、並進バー 4 4 は線 F - F に沿った初期位置に配置され、このときの線 F - F は、斜板 2 1 の傾転中心 C から寸法 R a の位置にある。これにより、並進バー 4 4 が初期位置の線 F - F から線 G - G の位置まで回転軸 1 3 の軸方向に変位するときの軸方向変位量を、下記の（9）式による寸法 a として求めることができる。

$$a = R a - R b \quad \dots \dots \dots (9)$$

一方、斜板 2 1 が中立位置から図 1 3 に示すように矢示 B 方向（逆方向）に傾転され、その傾転角 θ が角度 β ($\theta = \beta$) となるときには、カムフォロア 4 3 のローラ部 4 3 A がカム溝 4 2 の上側傾斜溝部 4 2 C に沿って点 H 1 の位置まで摺動され、並進バー 4 4 をカムフォロア 4 3 と一緒に図 1 3 に示す線 H - H の位置まで平行移動することができる。

そして、この場合の点 H 1 を通る線 H - H についても、傾転中心 C から寸法 R b の位置にある。これにより、並進バー 4 4 が初期位置の線 F - F から線 H - H の位置まで回転軸 1 3 の軸方向に変位するときの軸方向変位量を、下記の（10）式による寸法 b として求めることができる。

$$b = R a - R b \quad \dots \dots \dots (10)$$

このように、斜板 2 1 側のカム溝 4 2 に摺接するカム
 フォロア 4 3 のローラ部 4 3 A は、斜板 2 1 がカム溝 4
 2 と一緒に正方向または逆方向に傾転するときに、斜板
 5 2 1 の傾転動作を回転軸 1 3 の軸線 O - O に沿った並進
 バー 4 4 の軸方向変位（例えば、寸法 a , b 分の変位）
 に変換して取出すことができる。そして、並進バー 4 4
 は、このときの軸方向変位を固定部 4 4 A により制御ス
 リープ 3 6 に対し同様の軸方向変位として伝えることが
 10 できる。

従って、本実施の形態によれば、可変容量型の斜板式
 油圧ポンプ 1 を油圧モータ 5 に対し、図 1 に例示した油
 圧閉回路 4 を用いて接続した場合にも、容量可変部とな
 る斜板 2 1 を中立位置から正方向と逆方向とにそれぞれ
 15 傾転して圧油の吐出量（流量）を両方向で制御でき、車
 両の前進走行時または後進走行時にも斜板 2 1 の傾転角
 に応じた速度制御を円滑に行うことができる。

しかも、容量制御弁として機能するレギュレータ 3 4
 については、制御スリーブ 3 6 内にスプール 3 7 を有し
 20 た簡単な構造の油圧サーボ弁により構成できる。これに
 より、傾転アクチュエータ 3 2 , 3 3 、レギュレータ 3
 4 およびフィードバック機構 4 0 等から構成される傾転
 制御装置は、その全体の構造を簡素化することができ、
 部品点数を減らして組立時の作業性等も向上することが
 25 できる。

また、レギュレータ 3 4 と傾転アクチュエータ 3 2 ,
 3 3 との間には、前後進切換弁 5 1 を設けているので、
 レギュレータ 3 4 を含めた傾転制御装置は、その全体の
 構造を従来技術に比較して簡素化でき、生産性を向上で

きると共に、コストの削減化等を図ることができる。

また、油圧ポンプ 1 の傾転制御装置は、図 1 に例示した油圧閉回路 4 に限らず、所謂油圧開回路に適用しても油圧モータ等の油圧アクチュエータに圧油を給排することができる。このため、油圧ポンプ 1 の傾転制御装置は、油圧閉回路と開回路との双方に適用でき、汎用性を高めることができると共に、生産性を向上でき、コストの削減化等を図ることができる。

また、本実施の形態にあっては、斜板支持体 20 の傾転支持面 20A, 20B と斜板 21 の脚部 21A, 21B との間に静圧軸受 22 (静圧軸受部 22A ~ 22D) を設け、これらの静圧軸受部 22A ~ 22D には、一対の給排通路 12A, 12B から高压の圧油を導く構成としている。このため、傾転支持面 20A, 20B と脚部 21A, 21B との間には、静圧軸受部 22A ~ 22D によって乖離力 (例えば、図 5 中の乖離力 f_a , f_b , f_c , f_d) を発生させ、傾転支持面 20A, 20B と脚部 21A, 21B との間の接触面を潤滑状態に保持することができる。

この結果、主静圧軸受部 22A, 22B (補助静圧軸受部 22C, 22D) による乖離力 f_a , f_c (乖離力 f_b , f_d) は、斜板 21 が各ピストン 16 から受ける油圧反力の合力 f_1 (合力 f_2) に対し、良好にバランスを保った状態とすることができ、静圧軸受部 22A ~ 22D からなる静圧軸受 22 は、安定した軸受性能を発揮することができる。

これにより、本発明の適用対象は、HST 等に用いる可変容量型の斜板式油圧ポンプ 1 に限ることなく、例えば回転軸が正方向または逆方向に回転する油圧モータ等、

一対の給排通路が可逆的に高、低圧に切換わる液圧回転機等にも容易に適用することができ、液圧回転機としての汎用性を高め、生産性を向上できると共に、コストの低減化等を図ることができる。

- 5 また、第1、第2の主静圧軸受部22A、22Bを、
図5に示すように斜板21が各ピストン16から受ける
油圧反力の合力作用点 k_1 、 k_2 に近い位置に配置してい
る。このため、この合力作用点 k_1 、 k_2 と、主静圧軸受
部22A、22Bによる乖離力 f_a 、 f_b の作用点とを近
10 付けることができる。

- そして、合力作用点 k_1 、 k_2 と乖離力 f_a 、 f_b の作用
点とを近付けることにより、斜板21に作用するモーメ
ント（例えば、合力作用点 k_1 、 k_2 を基準とした軸廻り
のモーメント）を小さくすることができる。この結果、
15 第1、第2の補助静圧軸受部22C、22Dは、その有
効軸受面積 S_c 、 S_d を小さくすることができ、斜板21
を含めて油圧ポンプ1全体の小型化を図ることができる。

- また、斜板21の脚部21A、21Bには、補助静圧
軸受部22D、22Cよりも回転軸13から径方向に離
20 れた位置に第1、第2の滑り軸受部23A、23Bを設
けている。このため、第1、第2の滑り軸受部23A、
23Bは、給排通路12A、12B側での圧力変動等によ
って斜板21に作用するモーメントのバランスが変化
した場合でも、斜板21の安定性を確保することができ
25 る。

しかも、第1、第2の滑り軸受部23A、23Bは、
斜板支持体20の傾転支持面20A、20Bに小さな面
圧をもって摺動可能に接触している。これにより、滑り
軸受部23A、23Bは、斜板21の脚部21A、21

Bと斜板支持体20の傾転支持面20A, 20Bとの間の面圧を低減することができ、両者の接触面における摩擦等を抑え、信頼性や寿命を向上することができる。

一方、第1の主静圧軸受部22A、第1の補助静圧軸受部22Cと一方の給排通路12Aとの間には、共通油路24Aおよび分岐油路24B, 24Cを設けている。
また、第2の主静圧軸受部22B、第2の補助静圧軸受部22Dと他方の給排通路12Bとの間には、他の共通油路25Aおよび分岐油路25B, 25Cを設けている。
そして、共通油路24A, 25Aの途中には、共通絞り26, 27を設ける構成としている。

このため、共通絞り26, 27の孔径（絞り径）を比較的大きく形成しても、共通絞り26, 27を介して主静圧軸受部22A, 22Bと補助静圧軸受部22C, 22Dとに供給する圧油量を良好に調整でき、ダスト等の異物により共通絞り26, 27が閉塞（目詰まり）する可能性を減らし、装置の信頼性を向上することができる。

また、静圧軸受部22A～22Dの周囲に微小な隙間が存在する場合でも、これらの隙間を介した圧油の漏れを共通絞り26, 27によって抑制する効果が得られ、装置全体の加工性を高めることができると共に、生産性を向上でき、コストの低減化等を図ることができる。

しかも、各分岐油路24B, 24C, 25B, 25Cの途中には、互いに独立した個別絞り28, 29, 30, 31をそれぞれ設けている。このため、個別絞り28, 29, 30, 31は、主静圧軸受部22A, 22Bと補助静圧軸受部22C, 22Dとに供給する圧油量を互いに独立して調整でき、これらの静圧軸受部22A～22Dによる斜板21の垂離力 f_a , f_b , f_c , f_d を、これ

らの個別絞り 28 ～ 31 を流れる圧油量に応じて容易に増、減させることができる。

これにより、斜板 21 が各ピストン 16 から受ける油圧反力の合力 f_1 , f_2 と、静圧軸受部 22A, 22B, 5 22C, 22D による乖離力 f_a , f_b , f_c , f_d とに従って、斜板 21 に作用するモーメントのバランスを高めることができ、斜板 21 の傾転操作性、安定性を向上できると共に、斜板式油圧ポンプ 1 としての信頼性や寿命を高めることができる。

10 次に、図 14 ないし図 16 は本発明の第 2 の実施の形態を示している。本実施の形態の特徴は、斜板の脚部に設ける主静圧軸受部と補助静圧軸受部とを、脚部の凸湾曲面に沿って周方向で互いに離間させ、前記補助静圧軸受部に圧油を導くための油路を斜板の内部に穿設する構成としたことにある。なお、本実施の形態では、前述した第 1 の実施の形態と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を省略するものとする。

20 図中、61 は本実施の形態で採用した可変容量型の斜板式油圧ポンプで、該油圧ポンプ 61 は、第 1 の実施の形態で述べた油圧ポンプ 1 とほぼ同様に、ケーシング 11、回転軸 13、シリンダブロック 14、複数のシリンダ 15、ピストン 16、シュー 17、弁板 19、斜板支持体 20 および斜板 21 等によって構成されている。

25 62 は本実施の形態で採用される静圧軸受で、該静圧軸受 62 は、斜板支持体 20 の傾転支持面 20A, 20B と斜板 21 の脚部 21A, 21B との間に設けられている。ここで、静圧軸受 62 は、第 1 の実施の形態で述べた静圧軸受 22 とほぼ同様に、一对の給排通路 12A, 12B から圧油が導かれることにより、傾転支持面 20

A, 20Bと脚部21A, 21Bとの間に乖離力（油圧力）を発生させると共に、両者の接触面を潤滑状態に保持するものである。

しかし、この場合の静圧軸受62は、図15、図16
5 に示す如く斜板21の貫通穴21Dに近い位置で一方の脚部21Aの凸湾曲面側に設けられた第1の主静圧軸受部62Aと、貫通穴21Dに近い位置で他方の脚部21Bの凸湾曲面側に設けられた第2の主静圧軸受部62Bと、該第2の主静圧軸受部62Bから脚部21Bの周方向に離間して脚部21Bの凸湾曲面側に設けられた2個
10 の第1の補助静圧軸受部62C, 62Cと、第1の主静圧軸受部62Aから脚部21Bの周方向に離間して脚部21Aの凸湾曲面側に設けられた2個の第2の補助静圧軸受部62D, 62Dとにより構成されている。

15 そして、第1, 第2の主静圧軸受部62A, 62Bは、図15に示すように脚部21A, 21Bの凸湾曲面に沿って矢示A, B方向に延びる凹溝として形成され、その平面形状は図16に示す如く長方形形状をなしている。また、第1の補助静圧軸受部62C, 62Cは、脚部21
20 Bの凸湾曲面に沿って第2の主静圧軸受部62Bを周方向の両側から挟むように配置され、それぞれが脚部21Bの凸湾曲面上で左, 右方向に細く延びる長円形状の凹溝として形成されている。

また、第2の補助静圧軸受部62D, 62Dは、脚部
25 21Aの凸湾曲面に沿って第1の主静圧軸受部62Aを周方向の両側から挟むように配置され、それぞれが脚部21Aの凸湾曲面上で左, 右方向に細く延びる長円形状の凹溝として形成されている。

また、これらの静圧軸受部62A～62Dのうち第1

の主静圧軸受部 6 2 A と第 1 の補助静圧軸受部 6 2 C ,
6 2 C とは、後述の導油路 6 4 を介して一方の給排通路
1 2 A に接続されている。また、第 2 の主静圧軸受部 6
2 B と第 2 の補助静圧軸受部 6 2 D , 6 2 D とは、後述
5 の導油路 6 5 を介して他方の給排通路 1 2 B に接続され
るものである。

そして、第 1 の主静圧軸受部 6 2 A は、貫通穴 2 1 D
の径方向一側（図 1 6 中の右側）で斜板 2 1 が各ピスト
ン 1 6 から受ける油圧反力の合力作用点 k 1 に近い位置
10 に配置されている。また、第 2 の主静圧軸受部 6 2 B は、
貫通穴 2 1 D の径方向他側（図 1 6 中の左側）で斜板 2
1 が各ピストン 1 6 から受ける油圧反力の合力作用点 k
2 に近い位置に配置されている。

なお、本実施の形態にあっても、主静圧軸受部 6 2 A ,
15 6 2 B 、補助静圧軸受部 6 2 C , 6 2 D の有効軸受面積
は、第 1 の実施の形態で述べた主静圧軸受部 2 2 A , 2
2 B 、補助静圧軸受部 2 2 C , 2 2 D とほぼ同様の面積
に設定されるものである。

6 3 A , 6 3 B は斜板 2 1 の脚部 2 1 A , 2 1 B に設
20 けられた第 1 , 第 2 の滑り軸受部で、該第 1 , 第 2 の滑
り軸受部 6 3 A , 6 3 B は、第 1 の実施の形態で述べた
滑り軸受部 2 3 A , 2 3 B とほぼ同様に構成されている。

6 4 は静圧軸受 6 2 の静圧軸受部 6 2 A , 6 2 C に圧
油を導くための導油路、6 5 は静圧軸受 6 2 の静圧軸受
25 部 6 2 B , 6 2 D に圧油を導く他の導油路を示している。
これらの導油路 6 4 , 6 5 は、図 1 4 ないし図 1 6 に示
すように静圧軸受部 6 2 A ~ 6 2 D を一対の給排通路 1
2 A , 1 2 B に接続するものである。そして、一方の導
油路 6 4 は、一方の給排通路 1 2 A と主静圧軸受部 6 2

A、補助静圧軸受部 6 2 C との間に設けられている。また、他方の導油路 6 5 は、他方の給排通路 1 2 B と主静圧軸受部 6 2 B、補助静圧軸受部 6 2 D との間に設けられている。

5 ここで、一方の導油路 6 4 は、一側が給排通路 1 2 A に連通し他側が第 1 の主静圧軸受部 6 2 A に向けて延びた第 1 の油路 6 4 A（図 1 4 参照）と、斜板 2 1 内に穿設された第 2 の油路 6 4 B、第 3 の油路 6 4 C および第 4 の油路 6 4 D、6 4 D とにより構成されている。そして、
10 これらの第 2 の油路 6 4 B、第 3 の油路 6 4 C および第 4 の油路 6 4 D、6 4 D は、第 1 の主静圧軸受部 6 2 A を第 1 の補助静圧軸受部 6 2 C、6 2 C に連通させるものである。

 この場合、第 2 の油路 6 4 B は、図 1 5、図 1 6 に示す如く一側が第 1 の主静圧軸受部 6 2 A 内に開口し、その他側は第 3 の油路 6 4 C を介して第 4 の油路 6 4 D、
15 6 4 D の一側に連通している。そして、第 4 の油路 6 4 D、6 4 D は、「V」字状をなして互いに分岐し、その先端側が第 1 の補助静圧軸受部 6 2 C、6 2 C に開口し
20 ている。

 また、他方の導油路 6 5 は、図 1 4 ないし図 1 6 に示すように一側が給排通路 1 2 B に連通し他側が第 2 の主静圧軸受部 6 2 B に向けて延びた第 1 の油路 6 5 A と、斜板 2 1 内に穿設された第 2 の油路 6 5 B、第 3 の油路
25 6 5 C および第 4 の油路 6 5 D、6 5 D とにより構成されている。そして、これらの第 2 の油路 6 5 B、第 3 の油路 6 5 C および第 4 の油路 6 5 D、6 5 D は、第 2 の主静圧軸受部 6 2 B を補助静圧軸受部 6 2 D、6 2 D に連通させるものである。

この場合、第 2 の油路 6 5 B は、図 1 5、図 1 6 に示す如く一側が第 2 の主静圧軸受部 6 2 B 内に開口し、その他側は第 3 の油路 6 5 C を介して第 4 の油路 6 5 D、6 5 D の一側に連通している。そして、第 4 の油路 6 5 D、6 5 D は、「V」字状をなして互いに分岐し、その先端側が第 2 の補助静圧軸受部 6 2 D、6 2 D に開口している。

6 6 は第 1 の油路 6 4 A の途中に設けられた絞り、6 7 は第 1 の油路 6 5 A の途中に設けられた他の絞りを示している。これらの絞り 6 6、6 7 のうち一方の絞り 6 6 は、図 1 4 に示す如く給排通路 1 2 A から第 1 の主静圧軸受部 6 2 A に供給する圧油量を、その絞り径（孔径）に応じて調整するものである。また、他方の絞り 6 7 は、給排通路 1 2 B から第 2 の主静圧軸受部 6 2 B に供給する圧油量を、その絞り径（孔径）に応じて調整するものである。

この場合、一方の絞り 6 6 は、第 1 の主静圧軸受部 6 2 A と第 1 の補助静圧軸受部 6 2 C、6 2 C とに供給する圧油量を共通して調整するものである。また、他方の絞り 6 7 は、第 2 の主静圧軸受部 6 2 B と第 2 の補助静圧軸受部 6 2 D、6 2 D とに供給する圧油量を共通して調整するものである。

かくして、このように構成される本実施の形態でも、斜板 2 1 の傾転動作を安定させることができ、前記第 1 の実施の形態とほぼ同様の作用効果を得ることができる。

しかし、本実施の形態にあつては、斜板 2 1 内に油路 6 4 A ～ 6 4 D、油路 6 5 B ～ 6 5 D を設ける構成としている。このため、ケーシング 1 1 および斜板支持体 2 0 に設ける第 1 の油路 6 4 A、6 5 A の管路構造を簡素

化することができ、製作、加工時等の作業性を向上することができる。

5 なお、前記第 1 の実施の形態では、斜板 2 1 の脚部 2 1 A, 2 1 B に主静圧軸受部 2 2 A, 2 2 B と補助静圧軸受部 2 2 C, 2 2 D を設けた場合を例に挙げて説明した。しかし、本発明はこれに限らず、第 1, 第 2 の主静圧軸受部と第 1, 第 2 の補助静圧軸受部とを、例えば斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A, 2 0 B に設ける構成としてもよい。

10 また、第 1, 第 2 の主静圧軸受部と第 1, 第 2 の補助静圧軸受部とを、斜板支持体 2 0 の傾転支持面 2 0 A, 2 0 B と斜板 2 1 の脚部 2 1 A, 2 1 B との双方にわたって設ける構成としてもよい。そして、この点は、第 2 の実施の形態についても同様である。

15 また、前記第 1 の実施の形態では、斜板 2 1 の傾転動作に追従させてレギュレータ 3 4 をフィードバック制御するフィードバック機構 4 0 の変換部 4 1 を、カム溝 4 2 とカムフォロア 4 3 とにより構成する場合を例に挙げて説明した。しかし、本発明はこれに限るものではなく、
20 フィードバック機構の変換部を、カム以外の機構を用いて構成してもよいものである。

 また、前記各実施の形態では、外部の指令手段として走行操作弁 5 2 を用い、走行ペダル 5 2 A の踏込み操作量に対応したパイロット圧を指令信号としてレギュレータ 3 4 に供給する場合を例に挙げて説明した。しかし、
25 本発明はこれに限るものではなく、例えばレギュレータ 3 4 の油圧パイロット部 3 8 を電磁比例ソレノイド等により構成し、外部の指令手段からは走行ペダル 5 2 A の踏込み操作量に対応した電気信号を指令信号として出力

する構成としてもよい。

また、前記各実施の形態では、可変容量型の斜板式油
圧ポンプ 1, 61 を、例えばホイールローダ等のホイール
式作業車両における走行用油圧回路に適用した場合を
5 例に挙げて説明した。しかし、本発明は、走行用の油圧
回路に限らず、例えば旋回用の油圧回路等、種々の用途
の油圧閉回路にも適用できるものである。

また、前記各実施の形態では、可変容量型斜板式液圧
回転機を斜板式油圧ポンプ 1, 61 に適用した場合を例
10 に挙げて説明した。しかし、本発明の適用対象は可変容
量型の斜板式油圧ポンプに限らず、例えば可変容量型の
斜板式油圧モータ等に適用してもよいものである。

また、本発明の適用される作業車両としてはホイール
ローダに限らず、例えばホイール式油圧ショベル、ホイ
ール式油圧クレーン、ブルドーザ、またはリフトトラッ
15 クと呼ばれる作業車両、またはクローラ式油圧ショベル
等の作業車両にも適用できるものである。

請 求 の 範 囲

1. 一側に斜板支持部が設けられ他側に一对の給排通路が設けられた筒状のケーシングと、該ケーシングに回転可能に設けられた回転軸と、該回転軸と一体に回転するように前記ケーシング内に設けられ周方向に離間して軸方向に延びる複数のシリンダを有したシリンダブロックと、該シリンダブロックの各シリンダに往復動可能に挿嵌された複数のピストンと、前記各シリンダから突出する該各ピストンの突出端側に装着された複数のシューと、表面側が該各シューを摺動可能に案内する平滑面となり裏面側が一对の脚部となって前記斜板支持部に傾転可能に支持される斜板と、前記ケーシングに設けられ外部から傾転制御圧が給排されることにより該斜板を傾転駆動する傾転アクチュエータと、前記斜板の各脚部と前記斜板支持部との間に設けられ前記給排通路に連通して両者の接触面を潤滑状態に保持する静圧軸受とを備える可変容量型斜板式液圧回転機において、

前記静圧軸受は、前記一对の脚部のうち一方の脚部側に設けられた第1の主静圧軸受部と、前記一对の脚部のうち他方の脚部側に設けられた第2の主静圧軸受部と、該第2の主静圧軸受部から離間して前記他方の脚部側に設けられた第1の補助静圧軸受部と、前記第1の主静圧軸受部から離間して前記一方の脚部側に設けられた第2の補助静圧軸受部とにより構成したことを特徴とする可変容量型斜板式液圧回転機。

2. 前記第1の主静圧軸受部は、前記回転軸の径方向一側で前記斜板が各ピストンから受ける油圧反力の合力作用点に近い位置に配置し、前記第2の主静圧軸受部は、

前記回転軸の径方向他側で前記斜板が各ピストンから受ける油圧反力の合力作用点に近い位置に配置する構成としてなる請求項 1 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

3. 前記斜板には一対の脚部間に位置して前記回転軸が隙間をもって挿通される貫通穴を設け、前記第 1, 第 2 の主静圧軸受部は、前記第 1, 第 2 の補助静圧軸受部よりも前記貫通穴に近い位置に配置されると共に該第 1, 第 2 の補助静圧軸受部よりも大なる有効軸受面積を有する構成としてなる請求項 1 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

4. 前記一対の脚部には、前記第 1, 第 2 の主静圧軸受部および第 1, 第 2 の補助静圧軸受部よりも前記回転軸から径方向に離れた位置に第 1, 第 2 の滑り軸受部を設ける構成としてなる請求項 1 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

5. 前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうち一方の給排通路に油路を介して連通する構成とし、前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうち他方の給排通路に他の油路を介して連通する構成としてなる請求項 1 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

6. 前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうち一方の給排通路に油路を介して連通する構成とし、該油路の途中には、前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を共通して調整する絞りを設け、前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうち他方の給排通路に他の油路を介して連通する構成とし、該他の油路の途中には、前記第 2 の主静圧軸受部と第 2

の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を共通して調整する他の絞りを設ける構成としてなる請求項 1 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

7. 前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部
5 とは、前記各給排通路のうち一方の給排通路に油路を介して連通する構成とし、該油路の途中には、前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整する個別絞りを設け、前記第 2
10 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうち他方の給排通路に他の油路を介して連通する構成とし、該他の油路の途中には、前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整する他の個別絞りを設ける構成としてなる請求項 1 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

8. 前記第 1 の主静圧軸受部、第 1 の補助静圧軸受部
15 と前記一方の給排通路との間には、一側が該一方の給排通路に連通し他側が前記各静圧軸受部に向けて延びた共通油路と、該共通油路の他側で互いに分岐し前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とに個別に接続さ
20 れる分岐油路とを設け、前記第 2 の主静圧軸受部、第 2 の補助静圧軸受部と前記他方の給排通路との間には、一側が該他方の給排通路に連通し他側が前記各静圧軸受部に向けて延びた他の共通油路と、該共通油路の他側で互いに分岐し前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸
25 受部とに個別に接続される他の分岐油路とを設ける構成としてなる請求項 1 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

9. 前記共通油路の途中には、前記一方の給排通路から前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とに

供給する圧油量を調整する共通絞りを設け、前記分岐油路の途中には、前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整する個別絞りをそれぞれ設け、前記他の共通油路の途中には、

5 前記他方の給排通路から前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を調整する他の共通絞りを設け、前記他の分岐油路の途中には、前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整する他の個別絞りをそれぞれ

10 設ける構成としてなる請求項 8 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

10. 前記斜板は、前記傾転アクチュエータにより傾転角零の中立位置から正方向と逆方向とに傾転駆動する構成としてなる請求項 1 に記載の可変容量型斜板式液圧

15 回転機。

11. 前記ケーシングには、制御スリーブ内にスプールを有したサーボ弁からなり前記傾転アクチュエータに給排する前記傾転制御圧を外部からの指令信号に従って制御するレギュレータと、前記斜板の傾転動作に追従し

20 て該レギュレータの制御スリーブをフィードバック制御するフィードバック機構とを設け、

該フィードバック機構は、

前記斜板が中立位置にあるときに前記回転軸に沿った軸方向一侧の初期位置となり、前記斜板が正方向または

25 逆方向に傾転駆動されるときには前記初期位置から軸方向他側に向けて変位するように前記斜板の傾転動作を軸方向変位に変換して取出す変換部と、

該変換部と前記レギュレータの制御スリーブとの間に設けられ該変換部で取出した軸方向変位を前記レギュレ

ータの制御スリーブに伝える変位伝達部とにより構成してなる請求項 9 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

補正書の請求の範囲

[2005年10月18日(18.10.2005)国際事務局受理：出願当初の請求の範囲1及び11は補正された；出願当初の請求の範囲4は取り下げられた；他の請求の範囲は変更なし。(5頁)]

1. (補正後) 一側に斜板支持部が設けられ他側に一
対の給排通路が設けられた筒状のケーシングと、該ケー
5 シングに回転可能に設けられた回転軸と、該回転軸と一
体に回転するように前記ケーシング内に設けられ周方向
に離間して軸方向に延びる複数のシリンダを有したシリ
ンダブロックと、該シリンダブロックの各シリンダに往
復動可能に挿嵌された複数のピストンと、前記各シリ
10 ダから突出する該各ピストンの突出端側に装着された複
数のシューと、表面側が該各シューを摺動可能に案内す
る平滑面となり裏面側が一对の脚部となって前記斜板支
持部に傾転可能に支持される斜板と、前記ケーシングに
設けられ外部から傾転制御圧が給排されることにより該
15 斜板を傾転駆動する傾転アクチュエータと、前記斜板の
各脚部と前記斜板支持部との間に設けられ前記給排通路
に連通して両者の接触面を潤滑状態に保持する静圧軸受
とを備えてなる可変容量型斜板式液圧回転機において、

前記静圧軸受は、前記一对の脚部のうち一方の脚部側
20 に設けられた第1の主静圧軸受部と、前記一对の脚部の
うち他方の脚部側に設けられた第2の主静圧軸受部と、
該第2の主静圧軸受部から離間して前記他方の脚部側に
設けられた第1の補助静圧軸受部と、前記第1の主静圧
軸受部から離間して前記一方の脚部側に設けられた第2
25 の補助静圧軸受部とにより構成し、

前記一对の脚部には、前記第1、第2の主静圧軸受部
および第1、第2の補助静圧軸受部よりも前記回転軸か
ら径方向に離れた位置に第1、第2の滑り軸受部を設け
る構成としたことを特徴とする可変容量型斜板式液圧回

転機。

2. 前記第1の主静圧軸受部は、前記回転軸の径方向
一側で前記斜板が各ピストンから受ける油圧反力の合力
作用点に近い位置に配置し、前記第2の主静圧軸受部は、
5 前記回転軸の径方向他側で前記斜板が各ピストンから受
ける油圧反力の合力作用点に近い位置に配置する構成と
してなる請求項1に記載の変容量型斜板式液圧回転機。

3. 前記斜板には一対の脚部間に位置して前記回転軸
が隙間をもって挿通される貫通穴を設け、前記第1、第
10 2の主静圧軸受部は、前記第1、第2の補助静圧軸受部
よりも前記貫通穴に近い位置に配置されると共に該第1、
第2の補助静圧軸受部よりも大なる有効軸受面積を有す
る構成としてなる請求項1に記載の変容量型斜板式液
圧回転機。

15 4. (削除)

5. 前記第1の主静圧軸受部と第1の補助静圧軸受部
とは、前記各給排通路のうち一方の給排通路に油路を介
して連通する構成とし、前記第2の主静圧軸受部と第2
の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうち他方の給
20 排通路に他の油路を介して連通する構成としてなる請求
項1に記載の変容量型斜板式液圧回転機。

6. 前記第1の主静圧軸受部と第1の補助静圧軸受部
とは、前記各給排通路のうち一方の給排通路に油路を介
して連通する構成とし、該油路の途中には、前記第1の
25 主静圧軸受部と第1の補助静圧軸受部とに供給する圧油
量を共通して調整する絞りを設け、前記第2の主静圧軸
受部と第2の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のう
ち他方の給排通路に他の油路を介して連通する構成とし、
該他の油路の途中には、前記第2の主静圧軸受部と第2

の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を共通して調整する他の絞りを設ける構成としてなる請求項 1 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

7. 前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうち一方の給排通路に油路を介して連通する構成とし、該油路の途中には、前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整する個別絞りを設け、前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とは、前記各給排通路のうち他方の給排通路に他の油路を介して連通する構成とし、該他の油路の途中には、前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整する他の個別絞りを設ける構成としてなる請求項 1 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

8. 前記第 1 の主静圧軸受部、第 1 の補助静圧軸受部と前記一方の給排通路との間には、一側が該一方の給排通路に連通し他側が前記各静圧軸受部に向けて延びた共通油路と、該共通油路の他側で互いに分岐し前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とに個別に接続される分岐油路とを設け、前記第 2 の主静圧軸受部、第 2 の補助静圧軸受部と前記他方の給排通路との間には、一側が該他方の給排通路に連通し他側が前記各静圧軸受部に向けて延びた他の共通油路と、該共通油路の他側で互いに分岐し前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とに個別に接続される他の分岐油路とを設ける構成としてなる請求項 1 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

9. 前記共通油路の途中には、前記一方の給排通路から前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とに

供給する圧油量を調整する共通絞りを設け、前記分岐油路の途中には、前記第 1 の主静圧軸受部と第 1 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整する個別絞りをそれぞれ設け、前記他の共通油路の途中には、

5 前記他方の給排通路から前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を調整する他の共通絞りを設け、前記他の分岐油路の途中には、前記第 2 の主静圧軸受部と第 2 の補助静圧軸受部とに供給する圧油量を互いに独立して調整する他の個別絞りをそれぞれ

10 設ける構成としてなる請求項 8 に記載の可変容量型斜板式液压回転機。

10. 前記斜板は、前記傾転アクチュエータにより傾転角零の中立位置から正方向と逆方向とに傾転駆動する構成としてなる請求項 1 に記載の可変容量型斜板式液压

15 回転機。

11. (補正後) 前記ケーシングには、制御スリーブ内にスプールを有したサーボ弁からなり前記傾転アクチュエータに給排する前記傾転制御圧を外部からの指令信号に従って制御するレギュレータと、前記斜板の傾転動作に追従して該レギュレータの制御スリーブをフィード

20 バック制御するフィードバック機構とを設け、

該フィードバック機構は、

前記斜板が中立位置にあるときに前記回転軸に沿った軸方向一側の初期位置となり、前記斜板が正方向または

25 逆方向に傾転駆動されるときには前記初期位置から軸方向他側に向けて変位するように前記斜板の傾転動作を軸方向変位に変換して取出す変換部と、

該変換部と前記レギュレータの制御スリーブとの間に設けられ該変換部で取出した軸方向変位を前記レギュレ

ータの制御スリーブに伝える変位伝達部とにより構成してなる請求項 1, 2, 3, 5, 6, 7, 8, 9 または 10 に記載の可変容量型斜板式液圧回転機。

条約 19 条 (1) に基づく説明書

国際調査機関の見解書によると、請求の範囲の第 1 項、第 2 項、第 3 項、第 5 項、第 8 項及び第 10 項に係る発明は、国際調査報告で引用された文献 1 (JP 2000-205119 A) 及び文献 2 (JP 11-351134 A) により新規性及び進歩性を有しない、という認定である。

また、請求の範囲の第 6 項、第 7 項および第 9 項に係る発明は、国際調査報告で引用された前記文献 1、文献 2 及び文献 3 (JP 8-200208 A) により新規性及び進歩性を有しない、という認定である。

一方、請求の範囲の第 4 項および第 11 に係る発明は、国際調査報告に引用されたいずれの文献にも記載されておらず、新規性及び進歩性を有している、という認定である。

そこで、請求の範囲の第 1 項を第 4 項と合併し、新しい請求項 1 とする補正を行い、この上で請求の範囲の第 4 項を削除した。また、請求の範囲の第 2 項、第 3 項、第 5 ～ 10 項に係る発明は、請求項 1 の従属項のままとし、補正は行っていない。

また、請求の範囲の第 11 項に係る発明については、その従属関係を補正した。

Fig.1

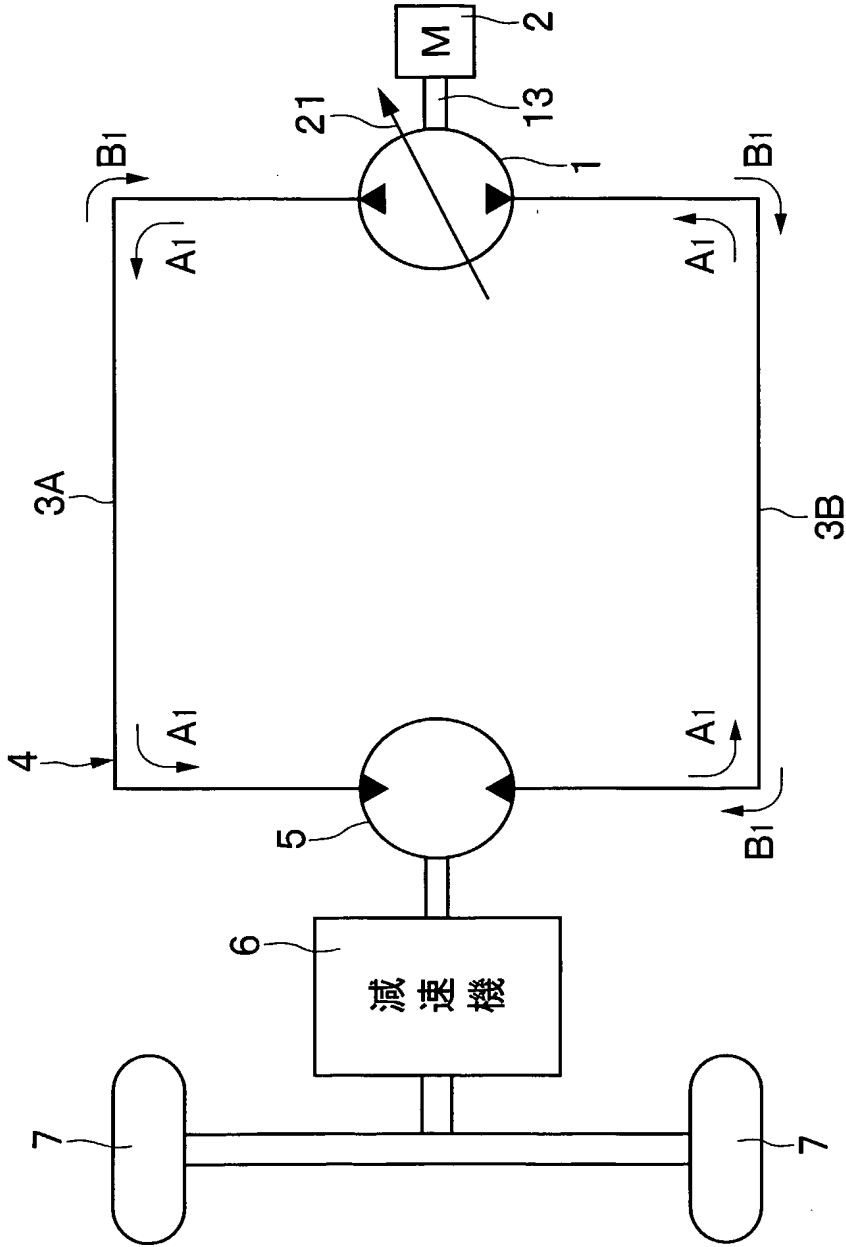


Fig. 2

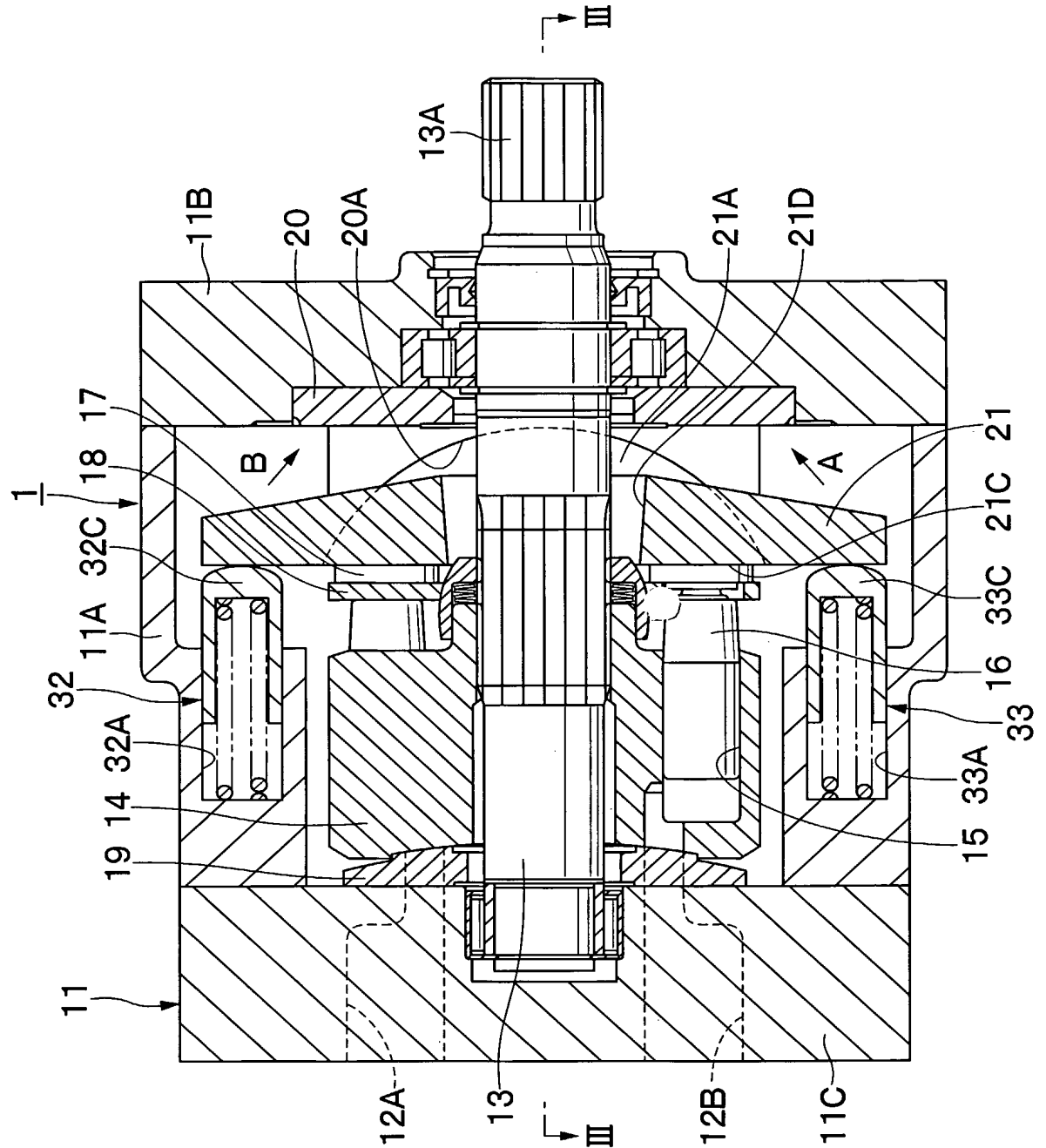


Fig. 3

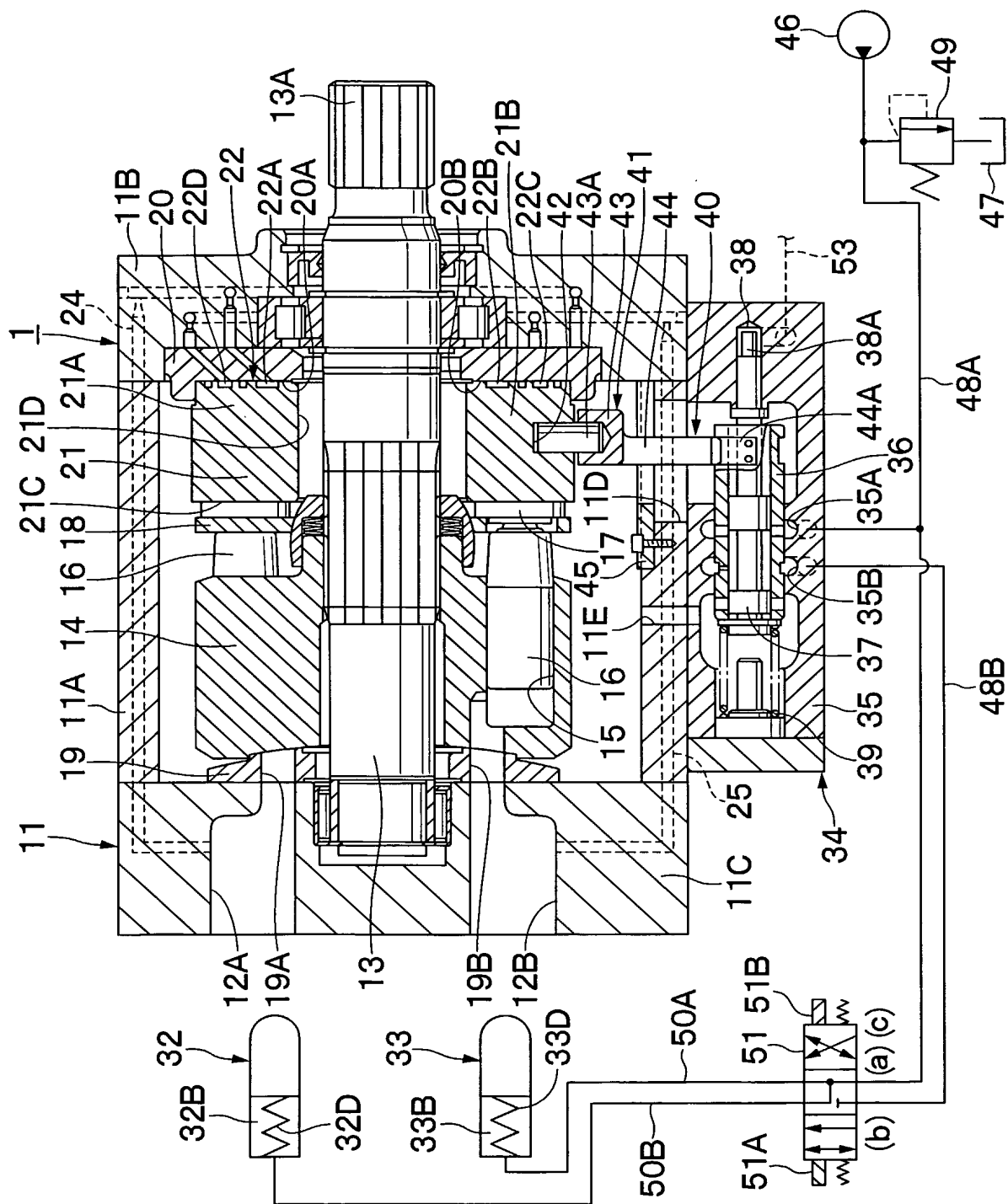


Fig. 4

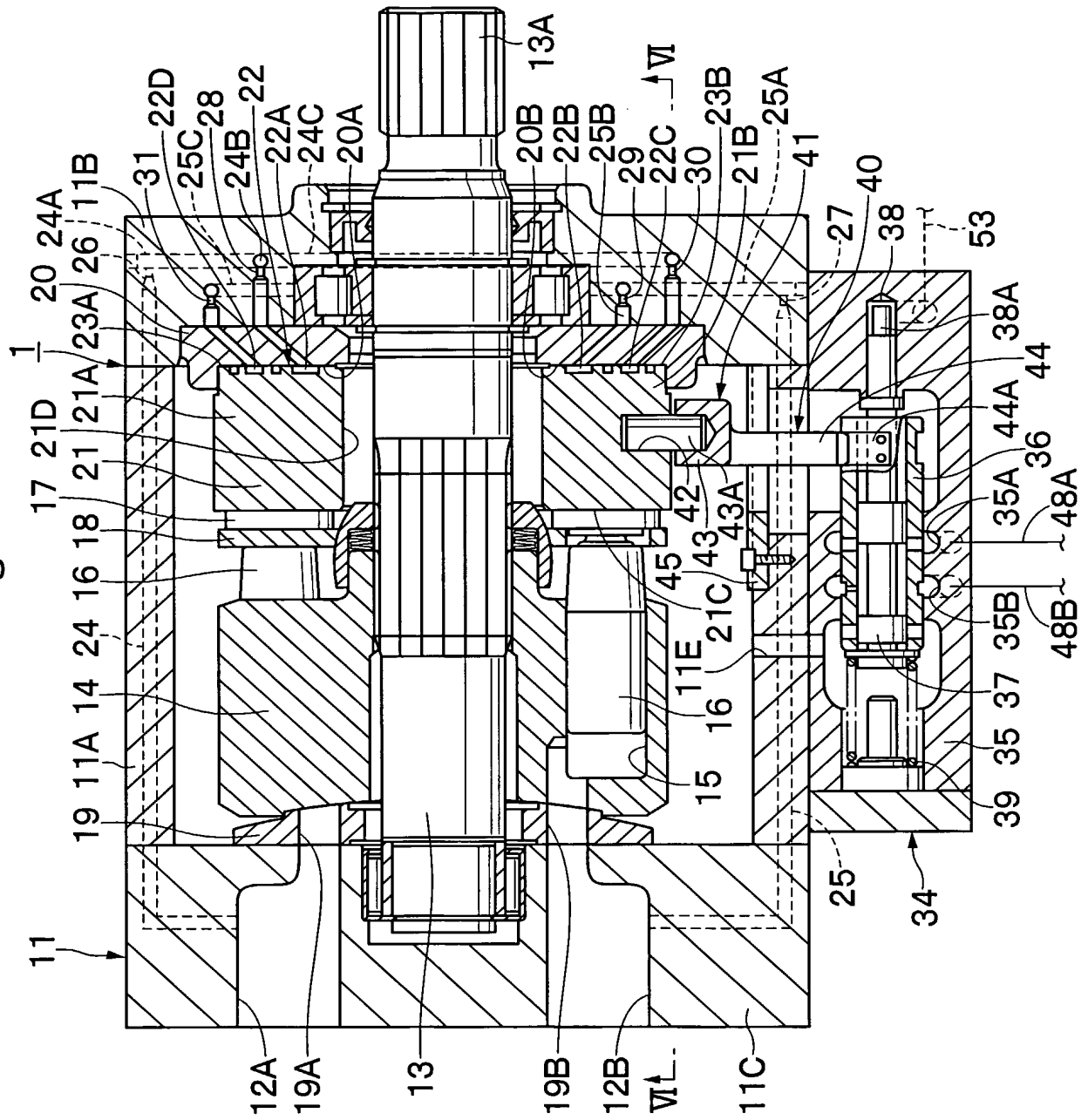


Fig. 5

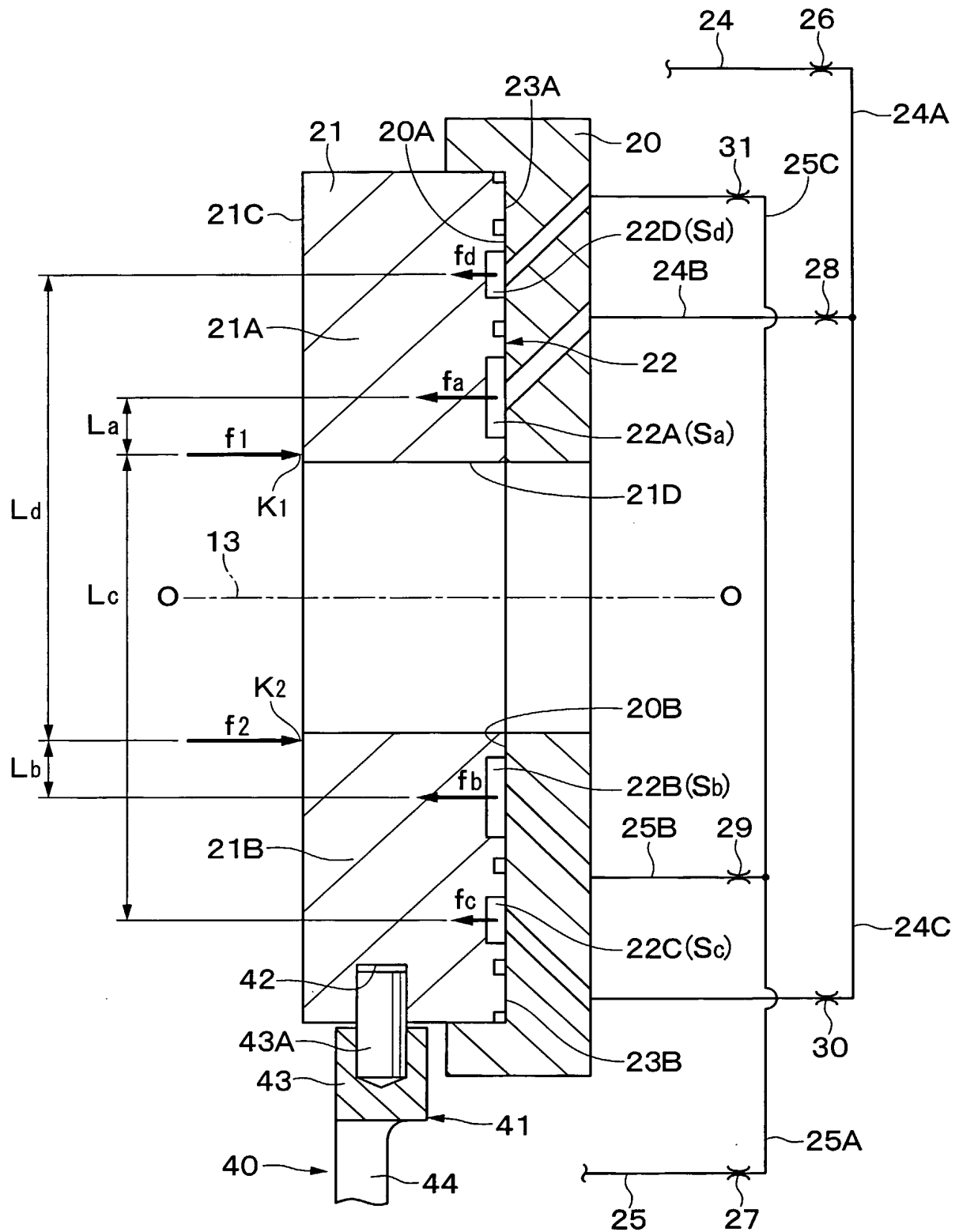


Fig. 6

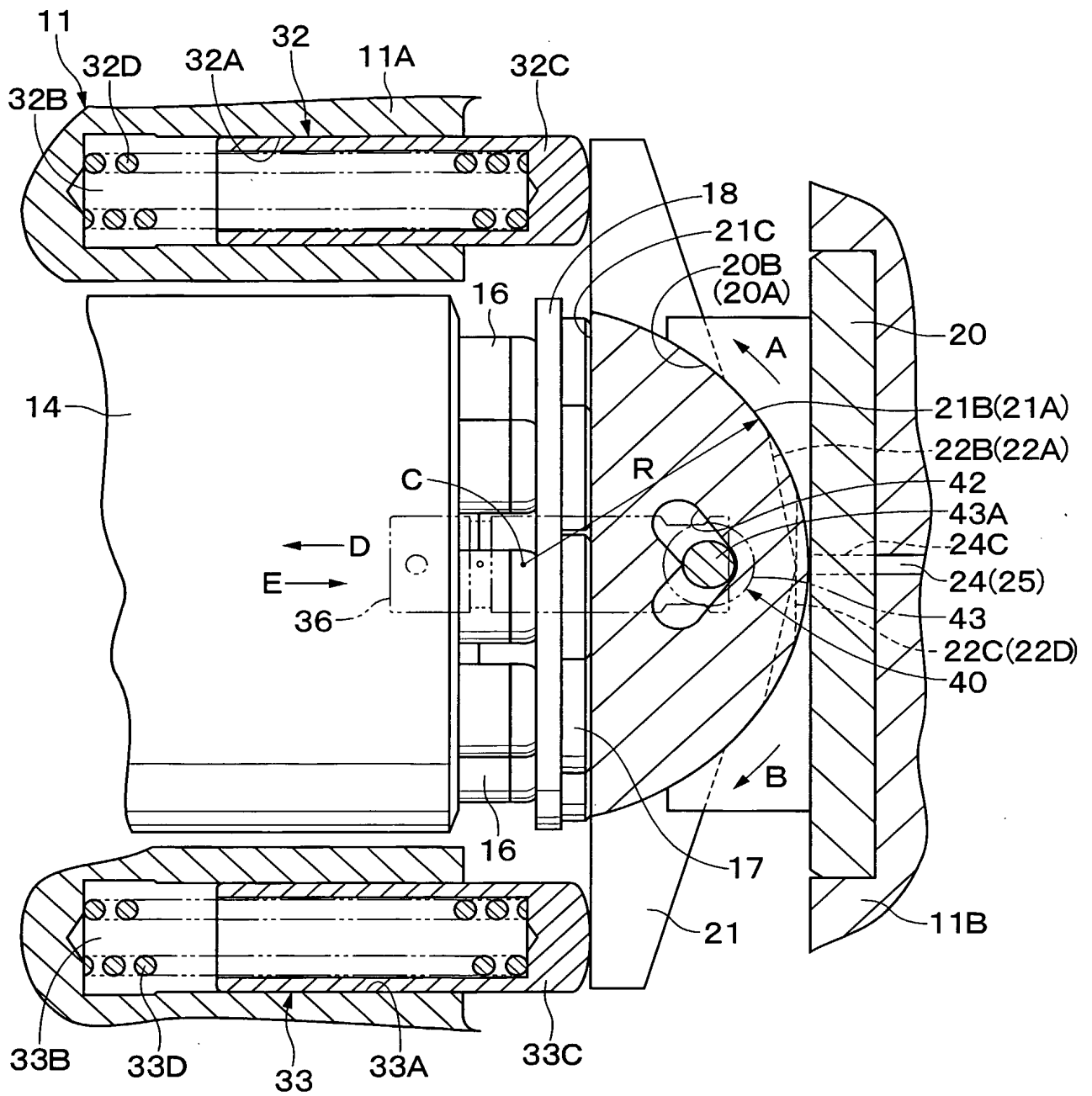


Fig. 7

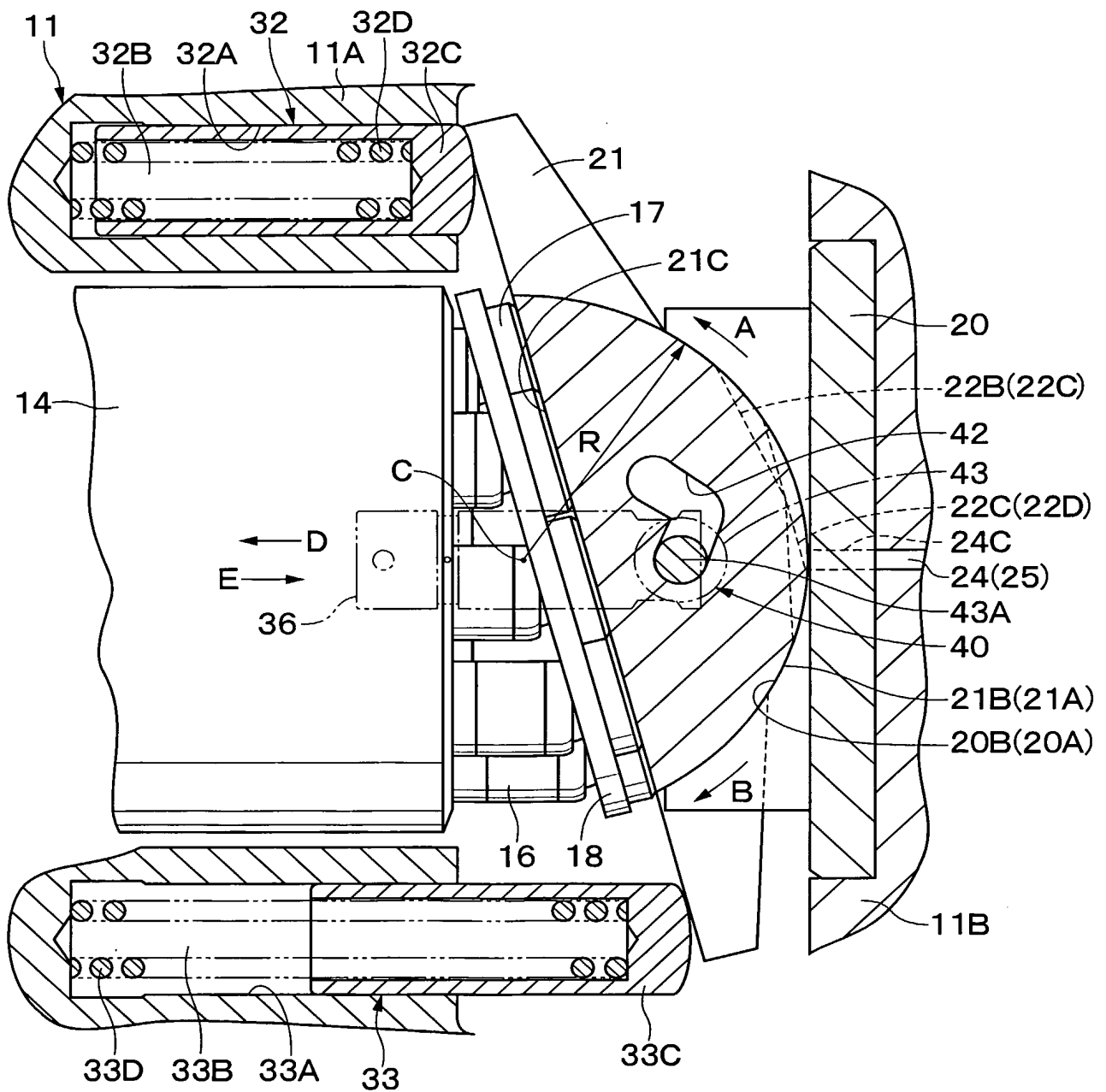


Fig. 8

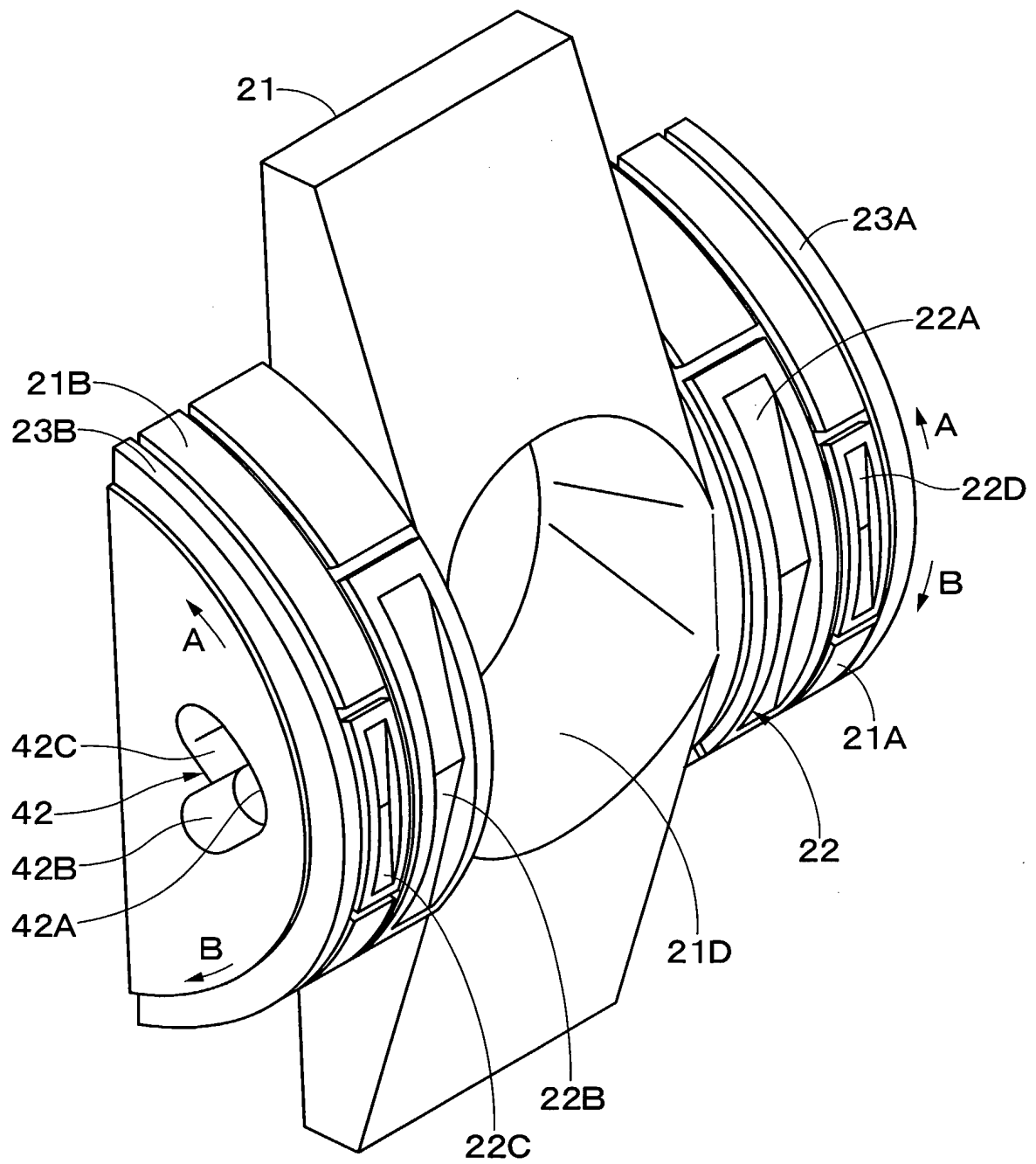


Fig. 9

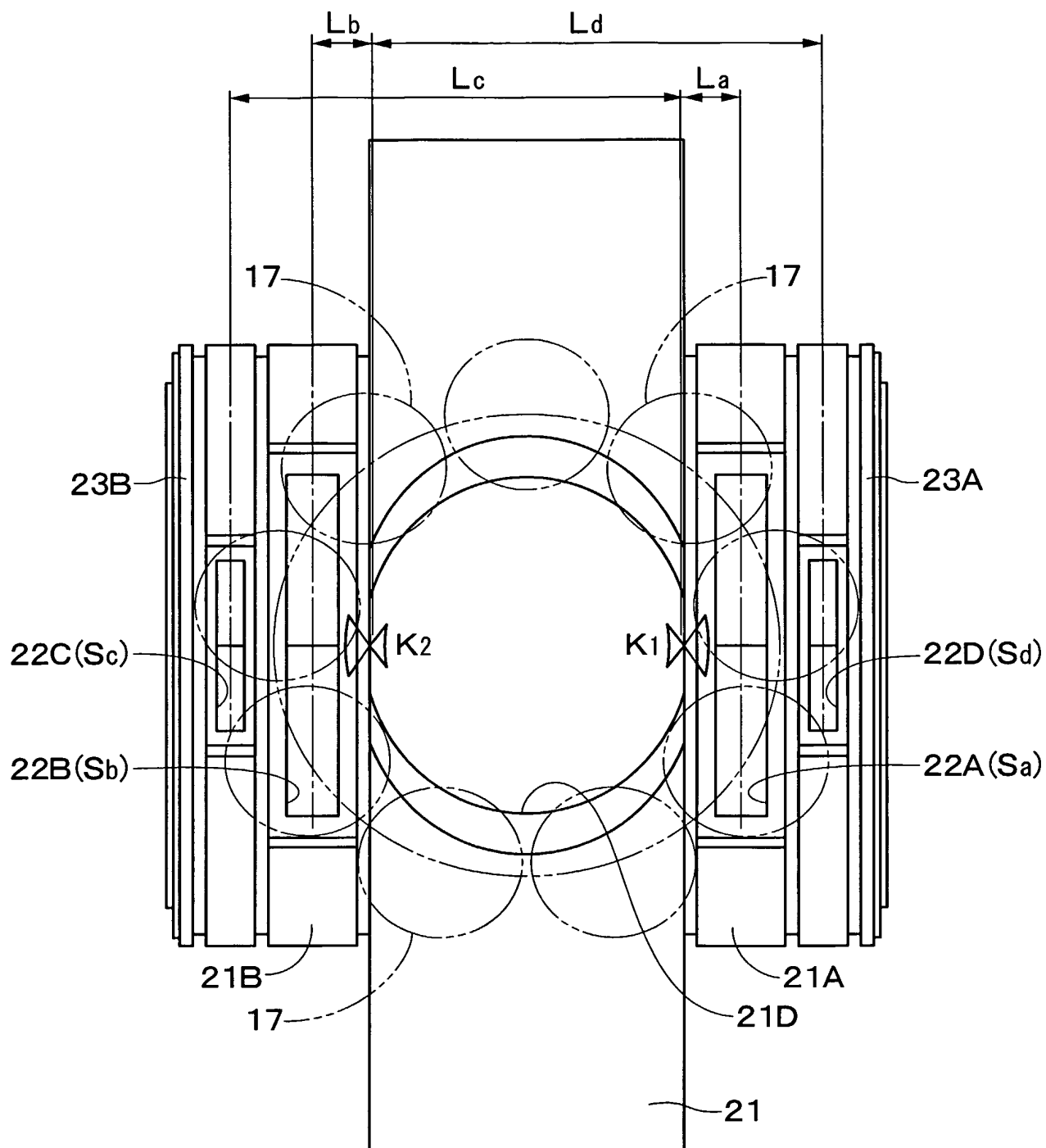


Fig. 10

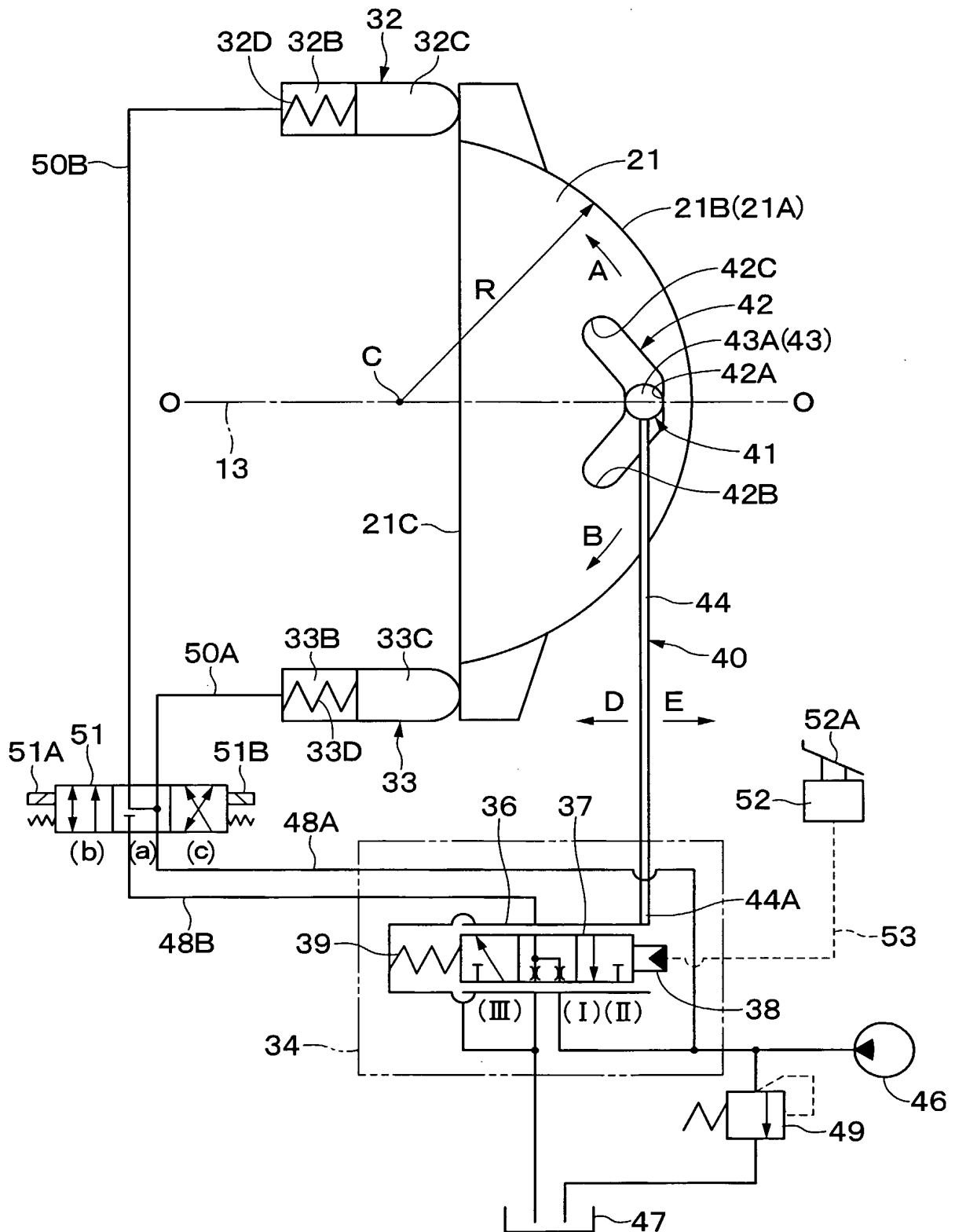


Fig. 11

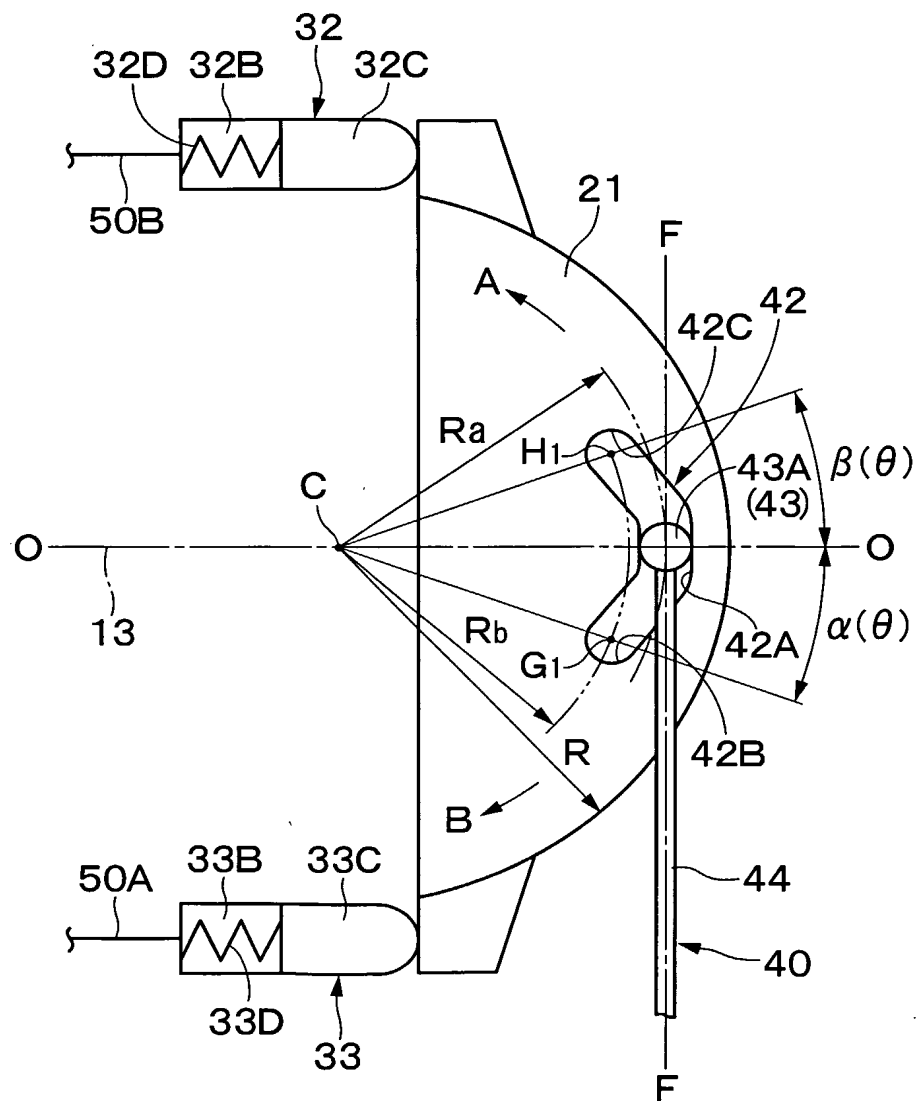


Fig. 12

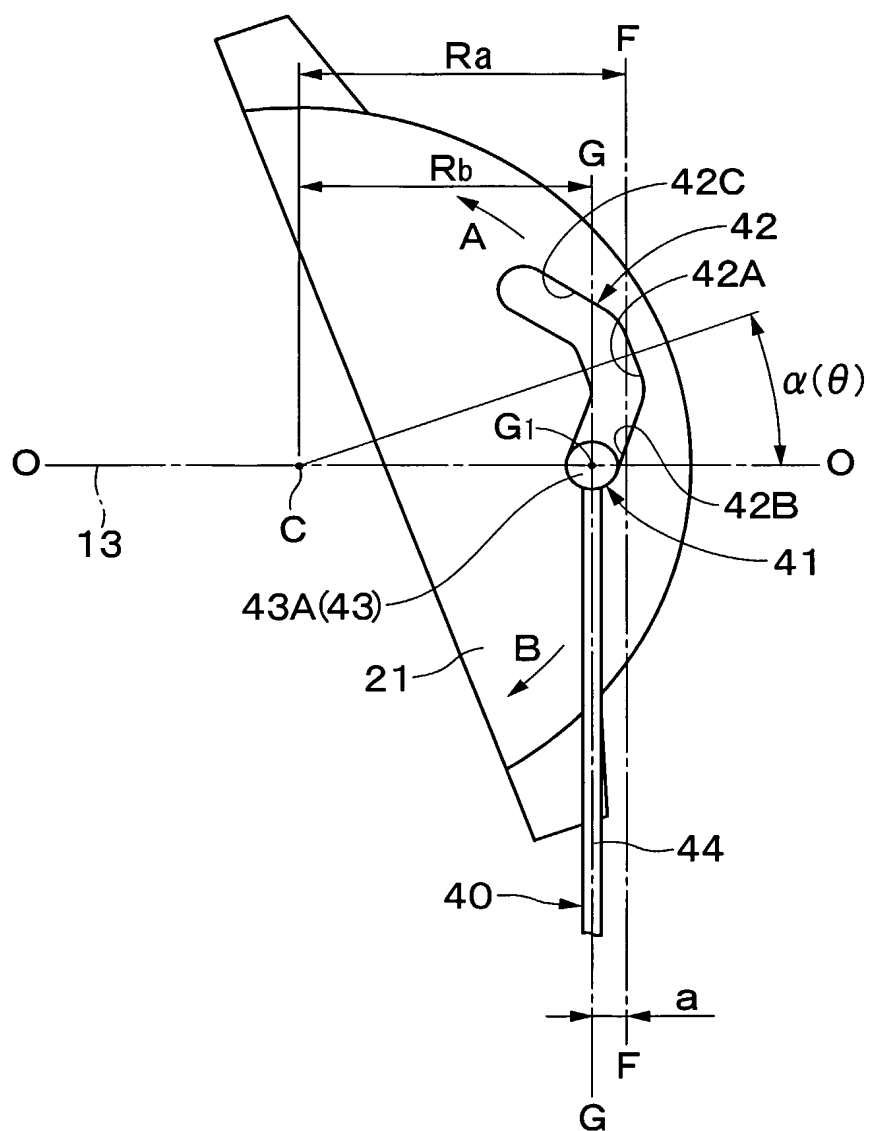


Fig. 13

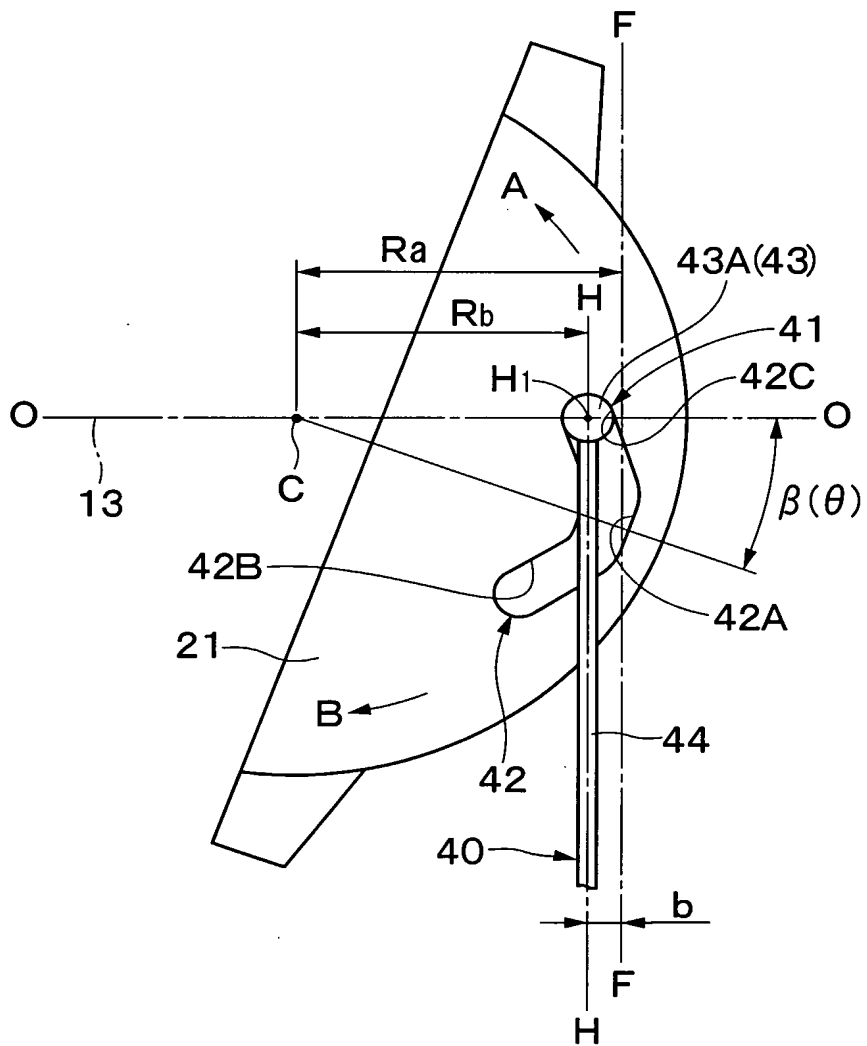


Fig. 14

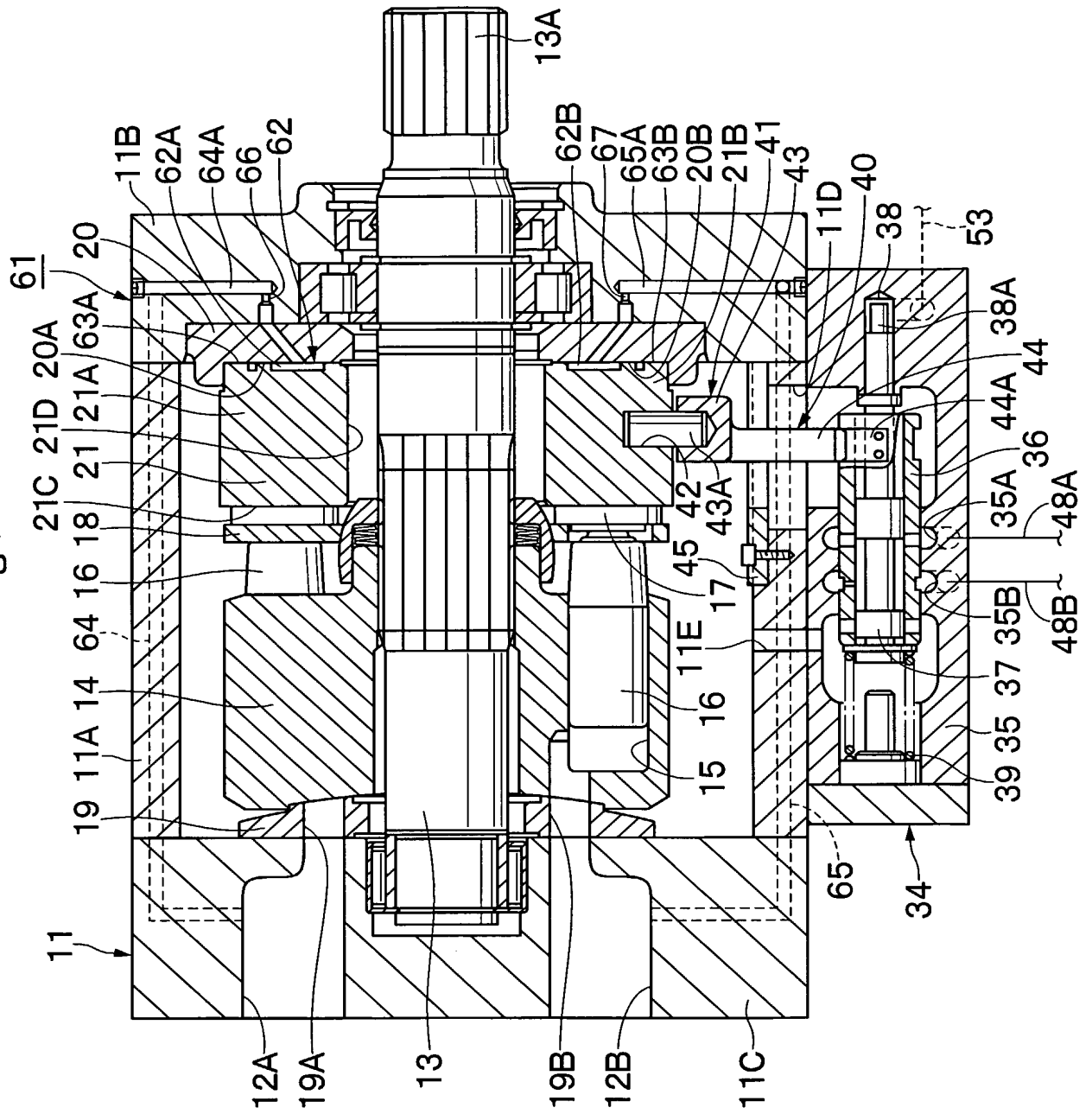


Fig. 15

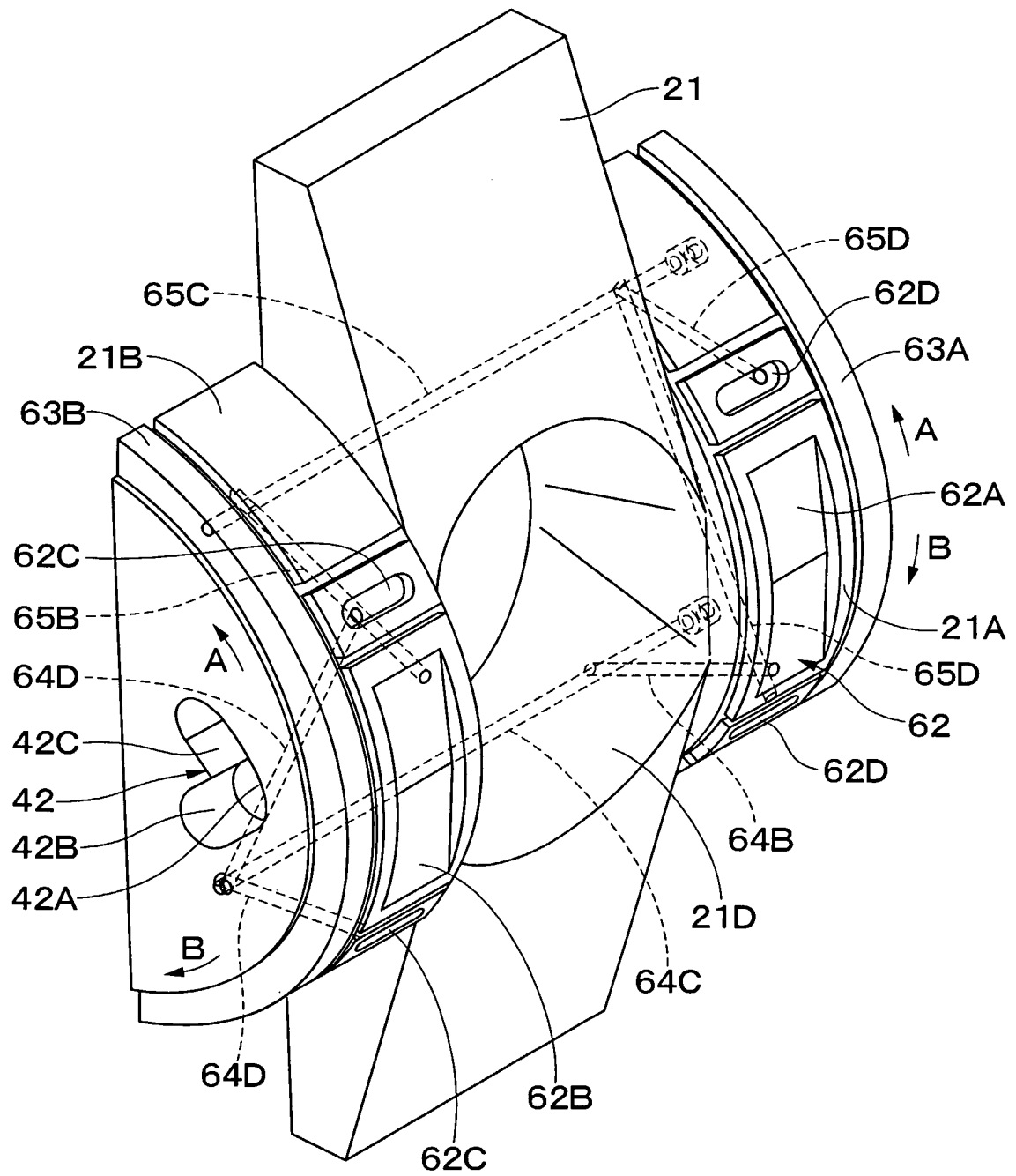
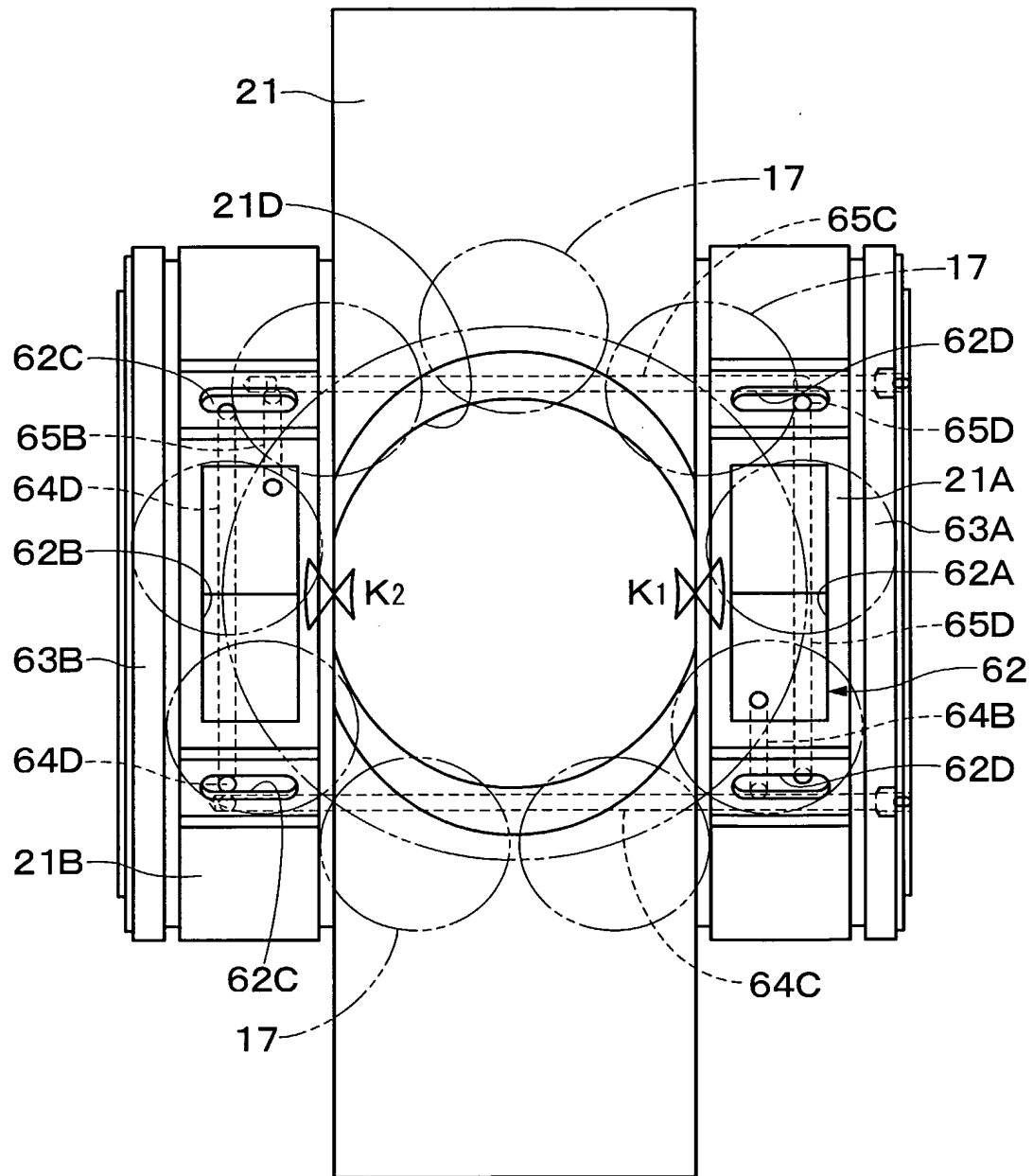


Fig.16



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2005/009503

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl.⁷ F04B1/22

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl.⁷ F04B1/22

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2005

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2005 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2005

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

| Category* | Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages | Relevant to claim No. |
|-----------|--|-----------------------|
| Y | JP 2000-205119 A (Kayaba Industry Co., Ltd.), 25 July, 2000 (25.07.00), Full text; Figs. 1 to 11 (Family: none) | 1-3, 5-10 |
| Y | JP 11-351134 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 21 December, 1999 (21.12.99), Par. Nos. [0052] to [0071]; Figs. 1 to 2 (Family: none) | 1-3, 5-10 |
| Y | JP 8-200208 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 06 August, 1996 (06.08.96), Par. Nos. [0005] to [0007]; Fig. 8 (Family: none) | 6-7, 9 |



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T"

later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X"

document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y"

document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&"

document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

17 August, 2005 (17.08.05)

Date of mailing of the international search report

06 September, 2005 (06.09.05)

Name and mailing address of the ISA/

Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2005/009503

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

| Category* | Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages | Relevant to claim No. |
|-----------|--|-----------------------|
| A | JP 4-47152 B2 (Linde AG.), 03 August, 1992 (03.08.92), Column 9, lines 32 to 43; Figs. 4 to 7 & US 4543876 A & GB 2134188 A | 1-11 |

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl.⁷ F04B1/22

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl.⁷ F04B1/22

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

| | |
|-------------|------------|
| 日本国実用新案公報 | 1922-1996年 |
| 日本国公開実用新案公報 | 1971-2005年 |
| 日本国実用新案登録公報 | 1996-2005年 |
| 日本国登録実用新案公報 | 1994-2005年 |

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

| 引用文献の カテゴリー* | 引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示 | 関連する 請求の範囲の番号 |
|-----------------|---|------------------|
| Y | JP 2000-205119 A (カヤバ工業株式会社) 2000.07.25, 全文, 第1-11図 (ファミリーなし) | 1-3, 5-10 |
| Y | JP 11-351134 A (日立建機株式会社) 1999.12.21, 【0052】-【0071】段落, 第1-2図 (ファミリーなし) | 1-3, 5-10 |
| Y | JP 8-200208 A (日立建機株式会社) 1996.08.06, 【0005】-【0007】段落, 第8図 (ファミリーなし) | 6-7, 9 |

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

17.08.2005

国際調査報告の発送日

06.9.2005

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

刈間 宏信

電話番号 03-3581-1101 内線 3395

3T

8816

| C (続き) . 関連すると認められる文献 | | |
|-----------------------|--|------------------|
| 引用文献の カテゴリー* | 引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示 | 関連する 請求の範囲の番号 |
| A | JP 4-47152 B2 (リンデ・アクチエンゲゼルシャフト) 1992.08.03, 第9欄第32-43行, 第4-7図 & US 4543876 A & GB 2134188 A | 1-11 |